

## THÈSE

Pour obtenir le grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Matériaux, mécanique, génie civil, électrochimie**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Mathieu LEGAY**

Thèse dirigée par **Nicolas GONDREXON**

codirigée par **Stéphane LE PERSON**

préparée au sein du **Laboratoire d'électrochimie et de physico-chimie des matériaux et des interfaces (LEPMI)**  
dans l'**École Doctorale I-MEP2**

# Intensification des processus de transfert de chaleur par ultrasons, vers un nouveau type d'échangeur de chaleur : l'échangeur vibrant

Thèse soutenue publiquement le **26 octobre 2012**,  
devant le jury composé de :

**M. Yves MARECHAL**

Professeur, Grenoble-INP, G2ELab, Président

**M. Christophe GOURDON**

Professeur, ENSIACET Toulouse, LGC, Rapporteur

**M. Christophe MARVILLET**

Professeur, CNAM Paris, IFFI, Rapporteur

**Mme. Mai RICHE**

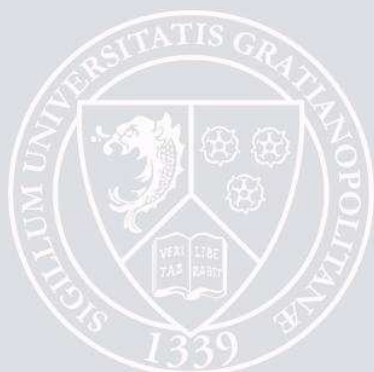
Direction scientifique, TOTAL Paris, Membre

**M. Primus BOLDO**

Maître de conférences, Université de Savoie, Membre

**M. Nicolas GONDREXON**

Professeur, UJF Grenoble, LRP – LEPMI, Directeur



À Stéphane Le Person

---

# Remerciements

Ce travail de doctorat touche à sa fin grâce à l'aide de plusieurs personnes que j'ai eu la chance de connaître tout au long de mon parcours.

Je pense évidemment en premier lieu à mon directeur de thèse, M. Nicolas Gondrexon. J'ai été ravi de travailler avec vous ces trois dernières années et je vous remercie sincèrement pour le temps et l'énergie que vous m'avez consacrés. Vous m'avez beaucoup appris professionnellement grâce à vos connaissances, à vos méthodes de travail et d'observation, ainsi qu'humainement lors de tous les bons moments passés. Impossible d'évoquer ces bons souvenirs et la chance d'avoir connu certaines personnes sans penser à M. Primus Boldo. Merci pour vos visites régulières, votre aide dans tous les domaines à n'importe quel moment et vos grandes qualités humaines qui ont été très précieuses. Comme vous le savez, je ne suis pas prêt d'oublier certaines solutions que vous avez apportées. Mon principal regret est de ne pas avoir pu passer davantage de temps avec mon co-encadrant, M. Stéphane Le Person. Néanmoins, lors de chacune de nos rencontres, j'ai toujours apprécié nos échanges d'idées et tes excellents conseils.

Je tiens à remercier très sincèrement M. Yves Maréchal pour plusieurs raisons, tout d'abord pour avoir accepté avec enthousiasme de présider ce jury de thèse, mais aussi pour avoir soutenu le projet VIBRHEX par l'intermédiaire des *Instituts Carnot, Énergies du Futur*. Je remercie tous les membres du jury de me faire l'honneur de leur présence et de l'intérêt qu'ils portent à ces travaux. Merci à M. Christophe Marvillet et M. Christophe Gourdon d'avoir accepté le travail de rapporteur. Merci également à Mme. Mai Riche pour son implication dans l'évaluation de ce travail.

C'est grâce à M. André Bontemps que j'ai eu connaissance de ce sujet de thèse. Je profite donc de cette occasion pour vous remercier aussi pour votre aide dans la procuration des nombreuses références bibliographiques, plutôt difficiles à trouver.

Yoan Allibert et Benoît Simony, deux étudiants ayant travaillé à nos côtés lors de leur stage de deuxième année d'IUT Génie Thermique, m'ont beaucoup aidé et fait gagner un temps précieux pour la rédaction de deux articles. Merci beaucoup à tous les deux, je n'ai aucun doute concernant votre excellente réussite dans la suite de vos parcours.

Chaque année, j'ai eu l'opportunité d'effectuer un certain nombre d'enseignements au sein de la filière Génie des Procédés de l'université Joseph Fourier. M. Stéphane Baup et M. Sébastien Marc ont grandement contribué à ma formation de par leur disponibilité, leur pédagogie et leur gentillesse. Merci pour tout à tous les deux.

Merci à Sylvain pour les dépannages informatiques, à Guy pour les dépannages techniques, à Cyrille pour ses idées originales, à Michel pour la dernière relecture et à tous les quatre réunis pour les discussions agréables et variées. Bien évidemment, je n'oublie pas le LEPMI et son personnel ainsi que celui de l'école doctorale IMEP2 pour leur patience et leur aide concernant toutes les formalités administratives, je pense particulièrement à Daniel, Linda, Véronique, Claire et Augustine.

J'ai vraiment apprécié l'enthousiasme, les remarques ou encore les e-mails d'encouragements de toutes les personnes invitées à la soutenance et qui ont pu ou non faire le déplacement. Je vous en suis très sincèrement reconnaissant.

J'adresse pour finir mes plus profonds remerciements à ma famille et à mes proches pour leur soutien et leurs encouragements permanents.

---

---

# Sommaire

<b>Index des illustrations.....</b>	<b>8</b>
<b>Nomenclature.....</b>	<b>11</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>13</b>
<b>I ) Utilisation des ultrasons pour l'amélioration des transferts thermiques : application aux échangeurs de chaleur.....</b>	<b>14</b>
<i>Introduction.....</i>	<i>15</i>
<i>I.1 - Les échangeurs de chaleur.....</i>	<i>15</i>
I.1.1 . Généralités – classifications.....	15
I.1.2 . Principes d'analyse.....	17
I.1.3 . Problématiques et voies d'amélioration.....	21
I.1.3.1 Augmentation des transferts thermiques.....	21
I.1.3.2 Encrassement.....	22
<i>I.2 - Les ultrasons.....</i>	<i>22</i>
I.2.1 . Définition, classification et utilisations.....	22
I.2.2 . Production et transmission.....	23
I.2.3 . Phénomènes induits.....	24
I.2.3.1 Cavitation acoustique.....	24
I.2.3.2 Courant acoustique.....	26
<i>I.3 - Intensification des transferts de chaleur par ultrasons.....</i>	<i>27</i>
I.3.1 . Historique et contexte actuel.....	27
I.3.2 . Convection assistée par ultrasons.....	28
I.3.2.1 Études pionnières.....	29
I.3.2.2 Caractéristiques du milieu de propagation.....	29
I.3.2.3 Caractéristiques de l'onde ultrasonore.....	30
I.3.3 . Ébullition.....	32
I.3.4 . Modélisation – études numériques.....	33
I.3.5 . Autres changements de phase.....	33
I.3.5.1 Évaporation – exemple du séchage dans l'industrie alimentaire.....	33
I.3.5.2 Solidification / fusion.....	34
<i>I.4 - Application des ultrasons aux échangeurs de chaleur.....</i>	<i>35</i>
I.4.1 . Exemples extraits de la littérature.....	35
I.4.2 . Avantages potentiels des ultrasons.....	37

---

---

I.4.3 . Brevets déposés.....	38
<i>Conclusion</i> .....	38
<b>II ) Conception de l'échangeur de chaleur vibrant, du banc expérimental et du système d'acquisition dédiés.....</b>	<b>40</b>
<i>Introduction</i> .....	41
II.1 - <i>L'échangeur de chaleur vibrant</i> .....	41
II.1.1 . Le Sonitube® .....	41
II.1.1.1 Présentation générale.....	41
II.1.1.2 Caractéristiques techniques.....	42
II.1.2 . Conception de l'échangeur.....	44
II.2 - <i>Le banc expérimental dédié</i> .....	46
II.2.1 . Historique, évolution.....	46
II.2.2 . Description et détails de conception.....	47
II.3 - <i>Système d'acquisition</i> .....	50
II.3.1 . Appareils de mesure .....	50
II.3.1.1 Débitmètres.....	50
II.3.1.2 Sondes de température.....	51
II.3.2 . Instrumentation pour l'acquisition.....	51
II.3.3 . Programme d'acquisition, macro VBA et tableur.....	52
II.4 - <i>Calibration des appareils de mesure</i> .....	53
II.4.1 . Débitmètres.....	53
II.4.2 . Sondes de température.....	54
<i>Conclusion</i> .....	56
<b>III ) Méthodes d'analyse des performances de l'échangeur vibrant : application à quatre configurations hydrauliques dans une géométrie fixe.....</b>	<b>57</b>
<i>Introduction</i> .....	58
III.1 - <i>Observations et calculs directs par le logiciel d'acquisition</i> .....	58
III.1.1 . Évolution des températures au cours du temps.....	58
III.1.2 . Bilans énergétiques.....	60
III.1.2.1 Système et grandeurs.....	60
III.1.2.2 Présentation sous forme d'histogrammes.....	60
III.1.2.3 Estimation de la puissance ultrasonore.....	62
III.1.2.4 Exemples de bilans énergétiques.....	63

---

---

<i>III.2 - Observation des températures.....</i>	<i>65</i>
III.2.1 . Profils de température.....	65
III.2.1.1 Fluide froid dans l'espace annulaire.....	65
III.2.1.2 Fluide chaud dans l'espace annulaire.....	67
III.2.2 . Différence de Température Moyenne Logarithmique (DTML).....	68
III.2.2.1 Fluide froid dans l'espace annulaire.....	68
III.2.2.2 Fluide chaud dans l'espace annulaire.....	69
III.2.3 . Récapitulatif.....	70
III.2.4 . Température théorique finale.....	71
<i>III.3 - Autres méthodes de quantification des améliorations.....</i>	<i>72</i>
III.3.1 . Facteur d'intensification.....	72
III.3.2 . Indicateur de performances.....	74
<i>Conclusion.....</i>	<i>76</i>
<b>IV ) Étude complète de l'échangeur avec un nouveau tube central.....</b>	<b>77</b>
<i>Introduction.....</i>	<i>78</i>
<i>IV.1 - Bilans énergétiques.....</i>	<i>78</i>
IV.1.1 . Exemples.....	78
IV.1.1.1 Fluide chaud dans l'espace annulaire.....	78
IV.1.1.2 Fluide froid dans l'espace annulaire.....	81
IV.1.2 . Comparaison des indicateurs de performance moyens.....	82
IV.1.3 . Études Calorimétriques.....	84
IV.1.4 . Remarques générales et incertitudes de mesure.....	86
<i>IV.2 - Coefficient global d'échange.....</i>	<i>87</i>
IV.2.1 . Facteurs d'intensification.....	87
IV.2.2 . Débit équivalent.....	89
<i>IV.3 - Essai de modélisation sans ultrasons.....</i>	<i>91</i>
IV.3.1 . Introduction et hypothèses de calcul.....	91
IV.3.2 . Exemples.....	93
<i>Conclusion.....</i>	<i>96</i>
<b>V ) Comparaison entre différentes géométries et influence des ultrasons sur la réduction de l'encrassement.....</b>	<b>97</b>
<i>Introduction.....</i>	<i>98</i>

---

---

<i>V.1 - Fonctionnement avec de nouveaux tubes.....</i>	<i>98</i>
V.1.1 . Tube acier 1 : 5,6 – 6 mm.....	98
V.1.2 . Tube acier 2 : 7 – 8 mm, influence du CO2.....	100
V.1.3 . Tube acier 3 : 10 – 12 mm, mesures calorimétriques.....	101
V.1.4 . Tube en PVC : 9,6 – 14,4 mm.....	102
V.1.5 . Tube en verre : 9 – 12 mm.....	104
<i>V.2 - Étude de la réduction de l'encrassement.....</i>	<i>106</i>
V.2.1 . Démonstration qualitative du nettoyage.....	107
V.2.1.1 Premier test : tube en acier 10 – 12 mm.....	107
V.2.1.2 Tube en verre 9 – 12 mm.....	108
V.2.2 . Démonstration quantitative du nettoyage.....	110
V.2.2.1 Protocoles d'encrassements reproductibles .....	110
V.2.2.2 Encrassement de la surface externe du tube central.....	112
V.2.2.3 Encrassement des surfaces interne et interne + externe du tube central.....	116
<i>Conclusion.....</i>	<i>118</i>
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>119</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>120</b>
<b>Annexe 1.....</b>	<b>126</b>
<b>Annexe 2.....</b>	<b>127</b>
<b>Annexe 3.....</b>	<b>129</b>
<b>Production scientifique associée.....</b>	<b>131</b>

---

## Index des illustrations

Figure 1 : classification des échangeurs selon leur construction.....	16
Figure 2 : principales constructions d'échangeurs thermiques dans chaque catégorie.....	16
Figure 3 : classification des échangeurs selon la configuration des fluides.....	17
Figure 4 : principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur : exemple simplifié, analogie électrique et notations principales.....	18
Figure 5 : exemples de profils de température.....	20
Figure 6 : classification et utilisations des ultrasons.....	22
Figure 7 : effets induits par les ultrasons.....	24
Figure 8 : influence de la cavitation acoustique sur les transferts thermiques.....	25
Figure 9 : augmentation des transferts de chaleur par le courant acoustique .....	26
Figure 10 : approximation du nombre de travaux de recherche traitant des transferts thermiques assistés par ultrasons publiés en fonction des décennies.....	27
Figure 11 : thèmes étudiés.....	28
Figure 12 : meilleure augmentation du coefficient d'échange $h$ reportée dans l'étude en fonction de la fréquence.....	30
Figure 13 : meilleure augmentation du coefficient d'échange $h$ reportée dans l'étude en fonction de la puissance.....	31
Figure 14 : influence des ultrasons sur l'ébullition.....	32
Figure 15 : séchage d'aliments poreux à l'aide d'ultrasons.....	34
Figure 16 : amélioration du processus de congélation par ultrasons.....	35
Figure 17 : schéma du dispositif expérimental utilisé pour le refroidissement du réacteur sonochimique.....	36
Figure 18 : schéma de l'échangeur tube-calandre vibrant.....	37
Figure 19 : effets recherchés et/ou répertoriés comme responsables des améliorations.....	38
Figure 20 : photographie du Sonitube® et de son générateur.....	42
Figure 21 : modes de vibration du Sonitube® .....	43
Figure 22 : schématisation des déformations du Sonitube®.....	43
Figure 23 : transmission et conversion énergétique autour du Sonitube® .....	44
Figure 24 : schéma de l'échangeur de chaleur vibrant, dimensions en mm.....	45
Figure 25 : photographies des détails de conception de l'échangeur.....	46
Figure 26 : schéma simplifié du banc expérimental.....	48
Figure 27 : photographie du banc d'essais mobile.....	49
Figure 28 : détails du banc d'essais.....	49
Figure 29 : débitmètre MacMillan S111 utilisé.....	50
Figure 30 : mise en place des sondes Pt100.....	51
Figure 31 : système d'acquisition.....	52
Figure 32 : fonctionnement simplifié de la macro VBA.....	52



Figure 33 : configuration utilisée pour l'étalonnage des débitmètres.....	53
Figure 34 : configuration pour l'étalonnage des sondes de température.....	55
Figure 35 : évolution des températures aux extrémités de l'échangeur au cours du temps, débit eau froide dans l'espace annulaire 0.5 L/min, débit eau chaude 1.6 L/min, co-courant.....	59
Figure 36 : définition du système et des grandeurs pour l'établissement du bilan énergétique.....	60
Figure 37 : bilan énergétique sans ultrasons, représentation sous forme d'histogramme.....	61
Figure 38 : bilan énergétique avec ultrasons, représentation sous forme d'histogramme.....	62
Figure 39 : profils de température : froid 0,4 L/min (Re=380), chaud 0,8 L/min (Re=3970).....	66
Figure 40 : profils de température : froid 0,4 L/min (Re=380), chaud 1,4 L/min (Re=6950).....	66
Figure 41 : profils de température : chaud 0,4 L/min (Re=380), froid 0,2 L/min (Re=990).....	67
Figure 42 : profils de température : chaud 1,8 L/min (Re=1720), froid 2,0 L/min (Re=9930).....	68
Figure 43 : évolution de la DTML en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire, débit d'eau chaude fixe 1,0 L/min.....	69
Figure 44 : évolution de la DTML en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire, débit d'eau froide fixe 1,0 L/min.....	70
Figure 45 : récapitulatif des profils de température typiques observés pour les quatre configurations .....	71
Figure 46 : température théorique finale dans un échangeur assisté par ultrasons fonctionnant à co-courant.....	72
Figure 47 : facteurs d'intensification en fonction du débit d'eau dans l'espace annulaire pour les quatre configurations, valeurs moyennées d'après tous les débits de fluide dans le tube central testés .....	73
Figure 48 : bilans énergétiques, débit d'eau froide dans le tube central : 2,5 L/min (Re=8840).....	79
Figure 49 : bilans énergétiques, débit d'eau froide dans le tube central : 0,6 L/min (Re=2120).....	80
Figure 50 : bilans énergétiques, débit d'eau chaude dans le tube central : 2,8 L/min (Re=9900).....	81
Figure 51 : bilans énergétiques, débit d'eau chaude dans le tube central 0,4 L/min (Re=1410).....	82
Figure 52 : indicateur de performance moyen en fonction du débit de fluide dans l'espace annulaire .....	83
Figure 53 : estimation de la puissance ultrasonore transmise.....	85
Figure 54 : difficultés de positionnement des sondes de température.....	87
Figure 55 : facteurs d'intensification en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire, pour différents débits d'eau froide dans le tube central.....	88
Figure 56 : interprétation de l'augmentation du coefficient global d'échange.....	89
Figure 57 : exemple d'augmentation nécessaire du débit de fluide froid dans l'espace annulaire pour un coefficient global d'échange équivalent sans ultrasons (débit d'eau chaude dans le tube central : 1,4 L/min).....	90
Figure 58 : exemple d'augmentation nécessaire du débit de fluide chaud dans l'espace annulaire pour un coefficient global d'échange équivalent sans ultrasons (débit d'eau froide dans le tube central : 3,6 L/min).....	90
Figure 59 : copie de la fenêtre ouverte à l'exécution de la seconde macro LibreOffice BASIC développée pour le calcul précis des coefficients globaux d'échange.....	93

Figure 60 : coefficients globaux d'échange théorique et expérimentaux pour les quatre configurations d'échange, débit d'eau (chaude ou froide) dans le tube central : 1,0 L/min.....	94
Figure 61 : diagramme de parité : comparaison de tous les coefficients globaux d'échange pour les quatre configurations et pour tous les débits testés.....	95
Figure 62 : flux échangé avec et sans ultrasons en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire et pour différents débits d'eau froide dans le tube central ( « - US » : avec ultrasons).....	99
Figure 63 : flux échangé avec et sans ultrasons en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire et pour différents débits d'eau chaude dans le tube central ( « - US » : avec ultrasons)...	100
Figure 64 : facteurs d'intensification : eau froide saturée ou non en CO2 dans l'espace annulaire, configuration co-courant, débit d'eau chaude dans le tube central : 2,0 L/min.....	101
Figure 65 : exemple d'essais de mesures calorimétriques : puissance ultrasonore transmise en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire.....	102
Figure 66 : bilans énergétiques simplifiés sans et avec ultrasons, débit d'eau froide dans l'espace annulaire : 1,6 L/min, débit d'eau chaude dans le tube central : 0,6 L/min.....	103
Figure 67 : flux échangé en l'absence d'ultrasons en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire et pour toute la gamme de débits d'eau chaude dans le tube central.....	105
Figure 68 : flux échangé en présence d'ultrasons en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire et pour toute la gamme de débits d'eau chaude dans le tube central.....	105
Figure 69 : cinétique de nettoyage du tube central en acier 10 – 12 mm.....	107
Figure 70 : cinétique de nettoyage de la surface extérieure du tube central en verre 9 – 12 mm....	108
Figure 71 : modes de vibration et zones nettoyées.....	109
Figure 72 : cinétique de nettoyage de l'intérieur du tube central en verre.....	109
Figure 73 : schéma des quatre configurations d'encrassement testées.....	111
Figure 74 : évolution du rapport des coefficients globaux d'échange en fonction de la durée d'exposition aux ultrasons, tube central en acier 5,6 – 6 mm peint sur toute la longueur.....	113
Figure 75 : évolution des rapports des coefficients globaux d'échange en fonction de la durée cumulée d'exposition aux ultrasons, tube central en acier 5,6 – 6 mm peint sur la longueur « active » .....	114
Figure 76 : cinétique de nettoyage du tube en acier 5,6 – 6 mm peint sur sa surface extérieure, longueur « active ».....	115
Figure 77 : rapports des coefficients globaux d'échange en fonction de la durée cumulée d'exposition aux ultrasons pour trois types d'encrassement, tube interne acier 5,6 – 6 mm.....	116
Figure 78 : rapport des résistances thermiques en fonction de la durée cumulée d'exposition aux ultrasons pour trois types d'encrassement, tube interne acier 5,6 – 6 mm.....	117
Figure 79 : capture d'écran de la feuille du tableur contenant l'interface de la macro VBA.....	126
Figure 80 : cas « défavorable » pour le calcul d'incertitudes de la DTML.....	128

# Nomenclature

## *Symboles latins*

$A$	Surface d'échange	$\text{m}^2$
$c$	Célérité de l'onde	$\text{m s}^{-1}$
$C_p$	Chaleur spécifique	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
$D$	Diamètre	$\text{m}$
$e$	Épaisseur	$\text{m}$
$EF$	Enhancement factor (facteur d'intensification)	-
$F$	Facteur de correction	-
$FC$	Facteur de correction	-
$G$	Flux thermique supplémentaire (gagné)	$\text{W}$
$h$	Coefficient de transfert de chaleur par convection	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
$k$	Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$L$	Longueur caractéristique	$\text{m}$
$M$	Incertitude de mesure	-
$\dot{m}$	Débit massique	$\text{kg s}^{-1}$
$Nu$	Nombre de Nusselt	-
$P$	Puissance électrique	$\text{W}$
$PI$	Performance indicator (indicateur de performance)	-
$Pr$	Nombre de Prandtl	-
$q$	Flux thermique	$\text{W}$
$Q$	Débit volumique	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
$R$	Résistance thermique	$\text{K W}^{-1}$
$Re$	Nombre de Reynolds	-
$S$	Surface	$\text{m}^2$
$T$	Température	$\text{K}$
$U$	Coefficient global d'échange	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
$V$	Vitesse	$\text{m s}^{-1}$

## *Symboles Grecs*

$\delta$	Quantité infiniment petite	-
$\Delta$	Différence	-
$\lambda$	Longueur d'onde	$\text{m}$
$\mu$	Viscosité dynamique	$\text{Pa s}$
$\xi$	Déplacement particulaire (amplitude)	$\text{m}$
$\rho$	Masse volumique	$\text{kg m}^{-3}$
$\omega$	Pulsation associée à l'onde	$\text{rad s}^{-1}$

*Exposants et indices*

<i>0</i>	État initial (non encrassé)
<i>acq</i>	acquis
<i>aff</i>	Affiché
<i>ch</i>	Fluide chaud
<i>cond</i>	Conduction
<i>e</i>	Entrée
<i>ech</i>	Échangée
<i>env</i>	Environnement
<i>ext</i>	Extérieur
<i>f</i>	Encrassé (fouling)
<i>final</i>	Finale
<i>fr</i>	Fluide froid
<i>h</i>	Hydraulique
<i>int</i>	Intérieur, interne
<i>lm</i>	Moyenne logarithmique
<i>M, m</i>	Moyenne
<i>n</i>	Numéro (1, 2, 3, ...)
<i>s</i>	Sortie
<i>th</i>	Thermique
<i>tot</i>	Totale
<i>us</i>	Ultrasons

*Acronymes*

COP	Coefficient de performance
DTML	Différence de température moyenne logarithmique (ou $\Delta T_{lm}$ )
PVC	Polychlorure de vinyle
RTD	Resistance temperature detector
TPN	Température et pression normales
VBA	Visual Basic for Applications
VDC	Volt direct current

# Introduction générale

L'intensification des processus de transfert de chaleur par le biais d'ultrasons est un thème de recherche qui a été initié grâce à des travaux portant sur la caractérisation énergétique d'un réacteur ultrasonore. Suite aux résultats encourageants obtenus, deux nouveaux systèmes ont été développés directement à partir d'une structure vibrante. Tout d'abord, un échangeur type « faisceau de tubes – calandre » a été conçu et mis en place, ainsi que toute l'instrumentation nécessaire à l'acquisition de données et à l'analyse de ses performances. Ce second système a permis d'acquérir l'expérience nécessaire à la conception de l'échangeur actuel type « bi-tube » dont l'étude a été le principal objet de ce travail de thèse.

Dans le cadre de ce projet (VIBRHEX : VIBRating Heat EXchanger), financé par l'*Institut Carnot Énergies du Futur*, plusieurs objectifs ont donc été définis afin de tenter d'apporter des éléments de réponse à certains problèmes rencontrés dans le domaine des échangeurs thermiques. Tout d'abord, de par la tendance à réduire l'encombrement de certains dispositifs, il est souvent nécessaire d'intensifier les transferts de chaleur dans le but d'évacuer des flux thermiques de plus en plus importants. Ensuite, les caractéristiques des fluides de travail ou encore les conditions de fonctionnement des échangeurs thermiques mènent souvent à un encrassement prématuré des surfaces, détériorant l'état et les performances des systèmes. L'utilisation des ultrasons, dont les capacités à la fois de nettoyage et d'intensification des transferts thermiques ont été démontrées, apparaît donc comme une solution tout à fait envisageable. Les principales difficultés concernent l'adaptation de la technologie ultrasonore à ce type de structure souvent complexe et l'évaluation de l'intérêt de cette méthode étant donné les nombreux paramètres à prendre en compte (transferts thermiques, encrassement, pertes de charge, ...).

Le fil directeur de ce travail consiste donc à étudier de manière approfondie le nouvel échangeur de chaleur vibrant type bi-tube, afin d'être capable dans un avenir proche d'adapter cette technologie à de nouveaux types d'échangeurs tels que les échangeurs à plaques.

Le Chapitre 1 comporte une partie théorique portant sur les échangeurs thermiques et les ultrasons ainsi qu'une seconde partie traitant de la littérature scientifique couvrant ces deux domaines simultanément.

Le Chapitre 2 décrit l'échangeur vibrant et toutes les étapes qui ont été nécessaires à son développement. La conception du banc de tests, la description du matériel utilisé et du système d'acquisition sont aussi abordées en détail.

Les méthodes d'évaluation des performances de l'échangeur, appliquées à quatre configurations hydrauliques, sont présentées dans le Chapitre 3. Les résultats expérimentaux obtenus sur une première géométrie d'échangeur sont aussi analysés à l'aide de ces méthodes.

Une nouvelle géométrie d'échangeur, où le tube central a été modifié, est étudiée dans le Chapitre 4. Deux configurations hydrauliques sont comparées à l'aide des méthodes abordées précédemment et des essais de modélisation du coefficient global d'échange sans ultrasons sont effectués.

Enfin, le Chapitre 5 regroupe en première partie de nombreux résultats obtenus à l'aide de l'échangeur fonctionnant avec des tubes centraux différents (matériau, diamètre, épaisseur, ...). La seconde partie concerne une approche curative de réduction de l'encrassement directement au sein de la structure. Un protocole d'encrassement reproductible du tube central a été mis au point à l'aide de peinture adhérente et résistante. Des résultats qualitatifs et quantitatifs du nettoyage sont présentés.

---

# I ) Utilisation des ultrasons pour l'amélioration des transferts thermiques : application aux échangeurs de chaleur

## Introduction

Ce chapitre se décompose en deux parties principales : une première partie théorique reprenant les éléments essentiels à une compréhension générale de ce travail et une seconde partie axée sur la bibliographie et retraçant l'évolution du domaine des transferts thermiques assistés par ultrasons.

La partie théorique est divisée en deux avec, tout d'abord, quelques généralités concernant les échangeurs thermiques. Deux méthodes de classifications usuelles sont présentées, ainsi qu'une description du mode de fonctionnement des échangeurs avec les principales équations utiles par la suite. Les différents problèmes rencontrés lors du fonctionnement des échangeurs et les moyens habituellement mis en œuvre pour tenter d'y apporter des solutions sont aussi abordés. Ensuite, les éléments essentiels théoriques sur les ultrasons sont présentés. De la même façon sont détaillés la classification, les phénomènes physiques associés, ainsi que les domaines courants d'utilisation. Cette partie théorique est évidemment succincte par rapport aux connaissances actuelles dans ces domaines respectifs : échangeurs thermiques et ultrasons. C'est pourquoi autant que possible, des références bibliographiques sont suggérées.

La seconde partie est axée sur le travail bibliographique. La plupart des travaux issus de la littérature scientifique et concernant les transferts de chaleur assistés par ultrasons sont répertoriés et analysés. Cette seconde partie est aussi divisée en deux. Elle traite dans un premier temps des systèmes de laboratoire développés et analysés. Ces systèmes ont permis d'obtenir des connaissances fondamentales sur les utilisations potentielles, sur l'influence de certains paramètres (fréquence, puissance, ...) et sur les phénomènes responsables des améliorations observées. Dans un second temps, les avancées plus récentes sont décrites, telles que les applications possibles des ultrasons sur des structures plus complexes telles que les échangeurs thermiques. Une approche concernant les systèmes brevetés permet de préciser les avantages qui peuvent potentiellement découler de l'utilisation des ultrasons.

### I.1 - Les échangeurs de chaleur

#### ***I.1.1 . Généralités – classifications***

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant un transfert d'énergie thermique entre deux corps (solides, liquides ou gaz). La plupart du temps, il s'agit de fluides. Ces fluides peuvent être en contact indirect ou direct, c'est-à-dire séparés ou non par une paroi. Cependant, cette définition n'est pas générale car il existe une multitude de types d'échangeurs, possédant des géométries, des configurations et même des modes de fonctionnement qui peuvent être très différents. Ainsi, les échangeurs de chaleur sont classés selon plusieurs critères, par exemple le nombre de fluides, le mode de transfert thermique, la compacité et bien d'autres (Bejan et Kraus, 2003). Deux classifications, utiles pour la suite de ce travail, sont analysées ici : l'une par rapport à la configuration des fluides et l'autre par rapport à la construction. Elles sont toutes deux issues de (Shah et al., 2003) et ont été légèrement simplifiées. La Figure 1 présente la classification selon la construction de l'échangeur. Il s'agit uniquement dans ce schéma d'échangeurs à contact indirect, c'est-à-dire où les fluides sont séparés par une paroi. Il existe aussi des échangeurs dits à contact direct, dans lesquels les fluides circulent dans le même espace et où il peut donc y avoir un transfert de matière en plus du transfert thermique (par exemple, une tour de refroidissement par évaporation).

Construction			
Tubulaire	Plaques	Surfaces étendues	Régénérateurs
Bi-tube	Spirale	Plaques – ailettes	Rotatifs
Tube en serpentín	Échangeur à plaques	Tube – ailettes	Matrice fixe
Faisceau tubes-calandre	Plaques et joints	Paroi séparatrice	Capot rotatif
Fluides « croisés » (chicanes)	Plaques brasées	Caloduc	
Fluides « parallèles »	Plaques soudées		

Figure 1 : classification des échangeurs selon leur construction

Quatre grands types de construction existent parmi les échangeurs à contact indirect :

- Les échangeurs tubulaires, dont la forme et la nature des tubes peuvent être très variables. Ils sont très répandus dans l'industrie, depuis les centrales de production d'énergie jusqu'aux échangeurs réacteurs chimiques.
- Les échangeurs à spirales et à plaques, qui sont aussi très répandus et dont la capacité d'échange est généralement plus importante que celle des échangeurs tubulaires pour un volume moindre.
- Les échangeurs à surfaces étendues, ou ailettes, utilisés lorsqu'un des deux fluides a une chaleur spécifique et/ou une conductivité thermique très faible (souvent pour des échangeurs gaz-liquide).
- Les régénérateurs, où les fluides chaud et froid circulent alternativement dans le même volume, qui va stocker la chaleur au passage du fluide chaud et la déstocker au passage du fluide froid.

La Figure 2 présente quatre schémas simplifiés des principaux échangeurs de chaque catégorie de construction évoquée. La nature, le sens et l'espace de circulation des fluides ne sont pas précisés par souci de simplification.

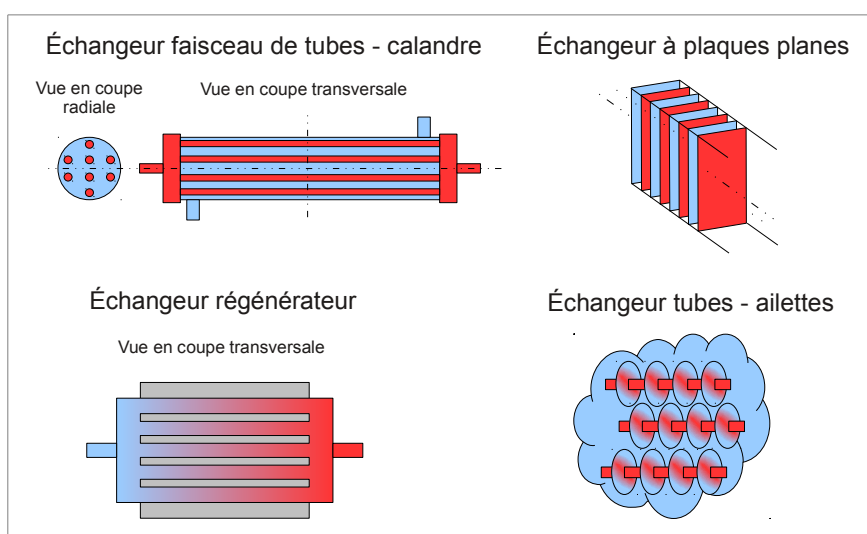


Figure 2 : principales constructions d'échangeurs thermiques dans chaque catégorie

Des sous-modèles particuliers ont bien entendu été développés dans chaque catégorie. De



nombreux travaux et ouvrages, dont ceux précédemment cités dans cette section, décrivent de manière exhaustive ces différents types d'échangeurs.

Une deuxième méthode de classification, présentée en Figure 3, s'appuie sur la configuration des fluides.

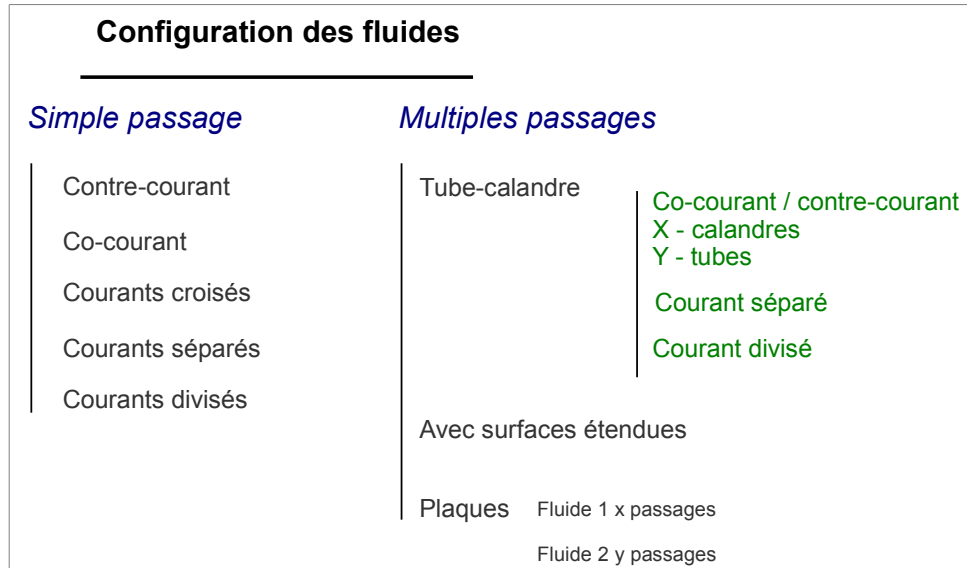


Figure 3 : classification des échangeurs selon la configuration des fluides

La distinction est faite ici entre les échangeurs à simple passage, où l'un des fluides circule une seule fois dans la structure de l'échangeur, et les échangeurs à passages multiples, où les fluides sont amenés à circuler plusieurs fois dans la structure, éventuellement dans des sens différents. Le courant peut être séparé, pour échanger par exemple avec deux milieux à des températures distinctes, ou bien divisé dans plusieurs canaux pour augmenter la surface d'échange.

L'échangeur étudié par la suite est de construction tubulaire, type bi-tube droits et coaxiaux. Il peut fonctionner en configuration co-courant ou contre-courant.

### I.1.2 . Principes d'analyse

Il existe plusieurs méthodes d'évaluation des performances des échangeurs de chaleur servant aussi à leur dimensionnement. Les plus connues sont la méthode d'analyse de la différence de température moyenne logarithmique (DTLM ou LMTD) et celle de l'efficacité/nombre d'unités de transfert ( $\epsilon$ -NUT). Avant de décrire la première de ces deux méthodes et les équations sur lesquelles elle repose, il est nécessaire d'établir un schéma représentatif et les principales hypothèses de travail. Ainsi, la Figure 4 représente le fonctionnement d'un échangeur bi-tube à co-courant accompagnée de l'analogie électrique correspondante. La configuration est choisie arbitrairement, uniquement dans le but d'établir les équations (1) à (10). De même, les trois hypothèses majeures sont :

1. L'échangeur thermique est considéré adiabatique, c'est-à-dire qu'il n'y a aucun transfert de chaleur avec l'environnement.
2. Le régime de fonctionnement est permanent établi : il n'y a pas d'évolution temporelle des températures des fluides sur toute la longueur de l'échangeur et aux entrées/sorties

( $T_{ch,e}$  : entrée fluide chaud,  $T_{ch,s}$  : sortie fluide chaud,  $T_{fr,e}$  : entrée fluide froid,  $T_{fr,s}$  : sortie fluide froid) ni des débits massiques des fluides chaud et froid (respectivement  $\dot{m}_{ch}$  et  $\dot{m}_{fr}$ ).

- Enfin, les valeurs des chaleurs spécifiques des fluides chaud et froid  $Cp_{ch}$  et  $Cp_{fr}$  varient suffisamment peu pour être prises aux températures moyennes de leurs fluides respectifs.

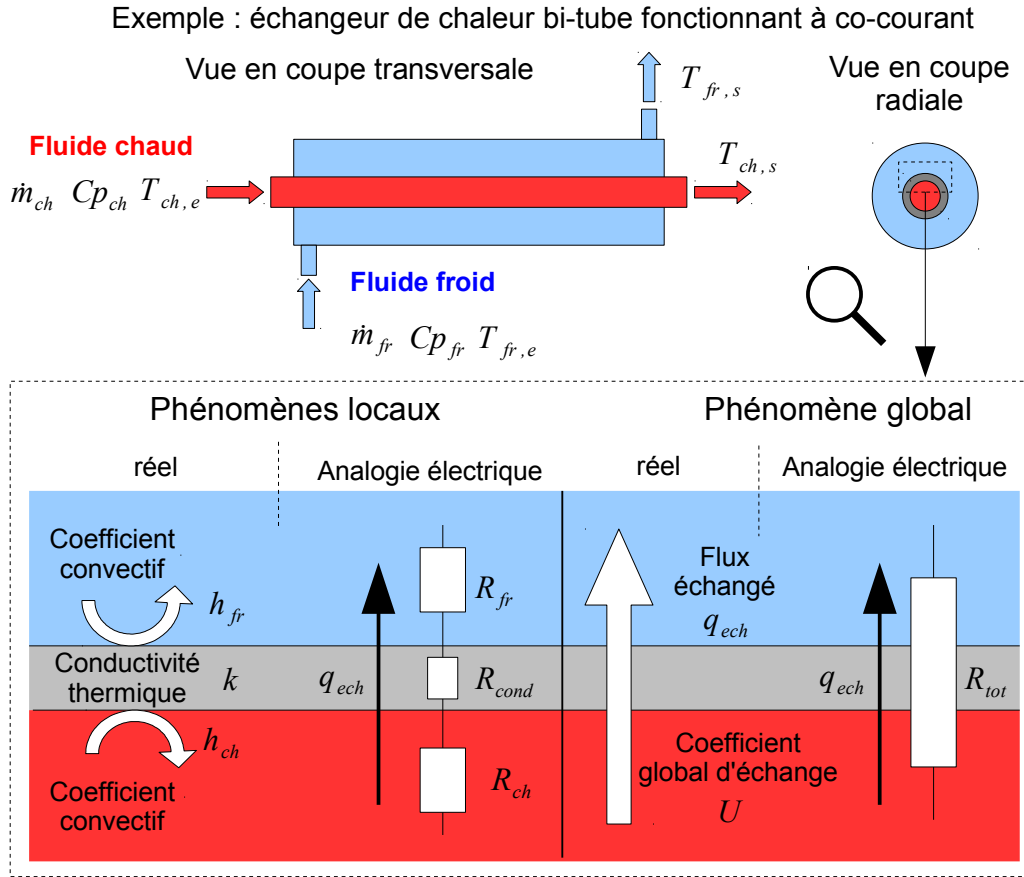


Figure 4 : principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur : exemple simplifié, analogie électrique et notations principales

Connaissant les différences d'enthalpies des fluides entre les entrées/sorties exprimées à l'aide des chaleurs spécifiques et des différences de température ( $Cp \Delta T$ ) et connaissant les débits massiques de fluide ( $\dot{m}$ ), il est alors possible de calculer la puissance délivrée par le fluide chaud  $q_{ch}$  (équation (1)) ou celle reçue par le fluide froid  $q_{fr}$  (équation (2)).

$$q_{ch} = \dot{m}_{ch} Cp_{ch} (T_{ch,e} - T_{ch,s}) \quad (1)$$

$$q_{fr} = \dot{m}_{fr} Cp_{fr} (T_{fr,s} - T_{fr,e}) \quad (2)$$

D'après la première hypothèse (échangeur parfaitement isolé), ces deux puissances sont égales et correspondent donc à la puissance échangée, représentée en partie inférieure de la Figure 4. Il est donc possible d'écrire l'équation (3) :

$$q_{ech} = q_{ch} = q_{fr} \quad (3)$$

Dans la suite de ce travail, plusieurs interprétations s'effectuent grâce à l'analogie électrique, c'est-à-dire que l'on schématise le flux échangé comme un courant électrique circulant à travers plusieurs résistances. Sur la Figure 4, 3 résistances thermiques sont représentées : une résistance liée à la convection pour chaque fluide et une résistance liée à la conduction dans la paroi du tube central. Dans des cas plus complexes, d'autres résistances peuvent éventuellement s'ajouter, comme par exemple des résistances liées à la conduction dans des couches d'encrassement déposées sur les parois. Les deux résistances thermiques de convection  $R_{fr}$  et  $R_{ch}$  peuvent être exprimées respectivement par les équations (4) et (5) à l'aide des paramètres  $h$  : coefficient convectif et  $A$  : surface à travers laquelle a lieu le transfert de chaleur :

$$R_{fr} = \frac{1}{h_{fr} A} \quad (4)$$

$$R_{ch} = \frac{1}{h_{ch} A} \quad (5)$$

La résistance thermique de conduction  $R_{cond}$  est exprimée par l'équation (6) en fonction de  $A$ ,  $k$  : conductivité thermique de la paroi séparatrice et  $e$  : son épaisseur :

$$R_{cond} = \frac{e}{kA} \quad (6)$$

Il est à noter que pour les équations (4), (5) et (6), la surface d'échange est supposée égale de chaque côté de l'échangeur par souci de simplification, ce qui n'est pas toujours le cas. Par exemple, si la paroi est celle d'un tube de diamètre interne  $D_{int}$ , de diamètre externe  $D_{ext}$  et de longueur  $L$ , les deux surfaces d'échange côtés chaud et froid ne sont plus égales et  $R_{cond}$  s'écrit alors :

$$R_{cond} = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi k L} \quad (7)$$

Les trois résistances thermiques en série schématisées sur la Figure 4 permettent donc de déterminer une résistance thermique globale  $R_{tot}$  (équation (8)) comme la somme de celles-ci et de faire apparaître un coefficient global d'échange  $U$  (équation (9)) :

$$R_{tot} = R_{fr} + R_{cond} + R_{ch} \quad (8)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{fr} A} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{ch} A} \quad (9)$$

Il est alors tout à fait possible d'exprimer la puissance échangée en fonction du coefficient global d'échange et d'un écart de température moyen entre les deux fluides  $\Delta T_m$ . Cet écart de température moyen est classiquement exprimé de la façon suivante :  $\Delta T_m = F \Delta T_{ml}$ , où  $\Delta T_{ml}$  est la différence de température moyenne logarithmique et  $F$  est un facteur de correction dépendant de la géométrie de l'échangeur (nombre et direction des passages de l'écoulement) :

$$q_{ech} = UAF \Delta T_{ml} \quad (10)$$

L'équation (10) est importante et sera très utilisée tout au long de ce travail, avec un facteur de correction égal à 1, correspondant au cas d'un échangeur bi-tube coaxiaux.

Les profils de température, c'est-à-dire les évolutions des températures des fluides en fonction de la distance dans l'échangeur, permettent de déterminer la DTML. La Figure 5 montre deux profils observés typiquement dans le cas d'un échangeur bi-tube, celui de gauche dans le cas d'un fonctionnement à co-courant et celui de droite dans le cas d'un fonctionnement à contre-courant.

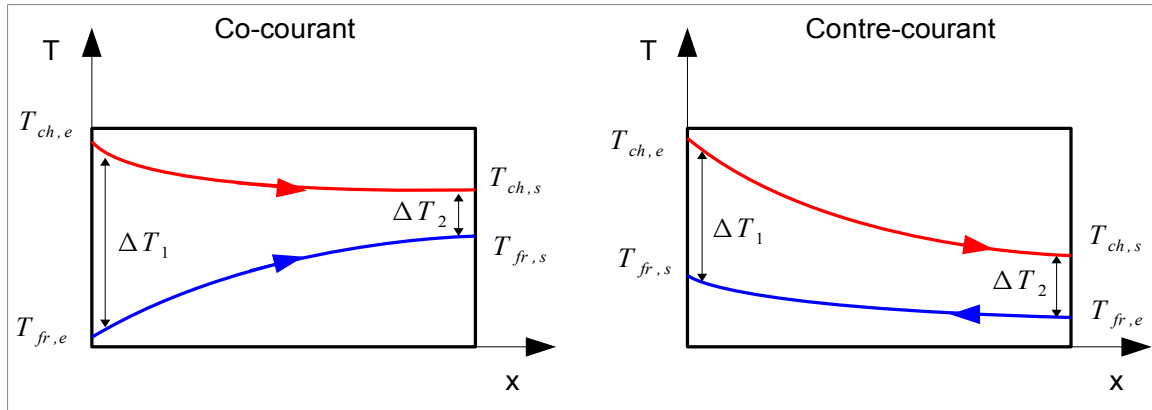


Figure 5 : exemples de profils de température

La DTML s'exprime suivant l'équation (11), où les termes  $\Delta T_1$  et  $\Delta T_2$  correspondent aux écarts de température aux extrémités de l'échangeur comme indiqué sur le schéma de la Figure 5, suivant la configuration sélectionnée.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (11)$$

La méthode d'analyse de la différence de température moyenne logarithmique est donc basée sur les équations (10) et (11). Sur le profil à co-courant dessiné en Figure 5, il est notable que si les flux sont supposés égaux et l'échangeur parfaitement isolé, on a alors  $\dot{m}_{fr} Cp_{fr} < \dot{m}_{ch} Cp_{ch}$  car  $\Delta T_{fr} > \Delta T_{ch}$ . Le contraire a volontairement été dessiné pour l'échangeur à contre-courant afin de visualiser les deux cas possibles. Cette observation est à la base de la seconde méthode d'évaluation des performances : la méthode efficacité/nombre d'unités de transfert ( $\epsilon$ -NUT). Elle n'est pas traitée ici mais de nombreux ouvrages de référence la décrivent en détail (Incropera et al., 2011).

### ***I.1.3 . Problématiques et voies d'amélioration***

Plusieurs problématiques récurrentes touchent les échangeurs de chaleur. La plus importante d'entre elles est certainement l'encrassement. D'autres problèmes viennent ensuite s'ajouter, par exemple la corrosion, la nécessité d'augmenter les transferts thermiques ou encore les dégradations causées par des vibrations de structure (de très forte amplitude). Les aspects d'intensification des transferts et la problématique de l'encrassement, auxquels les ultrasons peuvent tenter d'apporter une solution, sont abordés ci-après.

#### ***I.1.3.1 Augmentation des transferts thermiques***

Deux types de techniques permettent une augmentation des transferts de chaleur : les techniques passives et les techniques actives. L'objectif ici n'est pas de fournir une liste exhaustive de ces techniques appliquées aux échangeurs thermiques car des références très complètes existent sur le sujet (Marvillet et al., 1994; Bergles, 1998). Il s'agit plutôt de lister et décrire rapidement les plus utilisées d'entre elles afin de pouvoir, par la suite, disposer d'une base de comparaison avec la nouvelle technologie employée dans ce travail : les ultrasons.

- Les techniques passives :

Les techniques passives concernent toutes les modifications possibles de la surface de transfert, depuis le changement de son état (création de rugosités), en passant par les extensions (ailettes) jusqu'à l'ajout d'un revêtement pour modifier ses propriétés. La rugosité de surface permet par exemple de promouvoir la turbulence dans le fluide, ce qui aura souvent pour conséquence de modifier les pertes de charge. Il en est de même pour les dispositifs d'insert modifiant l'écoulement ou favorisant les mélanges. Quant aux extensions de surface, elles sont généralement utilisées lorsqu'un des deux fluides a un coefficient convectif très faible par rapport à l'autre, comme précisé précédemment. La surface d'échange en contact avec ce fluide est alors augmentée afin de diminuer la résistance thermique correspondante (voir équations (4) et (5)).

La nature du fluide peut aussi être modifiée, en ajoutant par exemple des additifs changeant ses propriétés physiques telles que sa conductivité thermique ou sa tension de surface. Les nano-fluides, dans lesquels les additifs sont des particules dont la taille est généralement de l'ordre de quelques dizaines de nanomètres, constituent typiquement le champ de recherche actuel en plein essor essayant de tirer profit de ces modifications de propriétés (Kakaç et Pramuanjaroenkij, 2009).

- Les techniques actives :

Les techniques actives nécessitent, pendant le processus de transfert thermique, une puissance externe supplémentaire (Bejan et Kraus, 2003). Il peut s'agir d'aides mécaniques telles qu'un mélange des fluides, un raclage ou une mise en mouvement des surfaces. Des champs électrostatiques peuvent aussi être appliqués afin de favoriser les mélanges ou de faciliter le pompage des fluides. L'injection, la succion ainsi que les jets de fluides sont aussi utilisés pour favoriser les contacts fluides/parois. Enfin, toutes les méthodes impliquant des vibrations de surfaces, ultrasonores ou non, sont elles aussi considérées comme des méthodes actives.

### I.1.3.2 Encrassement

Il existe plusieurs types d'encrassement : particulaire (dépôts), biologique, par entartrage, par corrosion, etc. Comme expliqué précédemment, ces couches supplémentaires au niveau des parois vont empêcher l'échangeur de fonctionner dans les conditions pour lesquelles il a été prévu initialement, en ajoutant des résistances thermiques supplémentaires. Les méthodes actuelles pour lutter contre ce phénomène consistent soit à surdimensionner l'échangeur au préalable, soit à appliquer des traitements à l'échangeur en cours de fonctionnement. Ces traitements sont généralement chimiques ou mécaniques. De nombreuses références traitent des modes d'encrassement et des méthodes de traitement associées (Marvillet et al., 1995).

## I.2 - Les ultrasons

### I.2.1. Définition, classification et utilisations

La plage des fréquences audibles par l'oreille humaine s'étend de 16 Hz à 16 kHz en moyenne. Par définition, les ultrasons sont les ondes sonores dont les fréquences sont situées au delà de cette gamme. Leur domaine s'étend donc de 16 kHz jusqu'à environ 10 MHz selon la nature du milieu de propagation (Mason et Lorimer, 1988).

Les ultrasons sont généralement classifiés selon deux paramètres très dépendants : la puissance et la fréquence. Deux catégories sont distinguées : les ultrasons « de puissance » généralement à basse fréquence, et les ultrasons « de faible puissance » à haute ou très haute fréquence. Les ultrasons de puissance peuvent induire une modification souvent permanente du milieu dans lequel ils se propagent. Le nettoyage, la soudure plastique ou encore l'intensification de certaines réactions chimiques en sont des exemples d'utilisation répandus. À l'inverse, les ultrasons de haute et très haute fréquence, qui sont délivrés à plus faible puissance, ne vont pas induire de modifications durables du milieu de propagation. Ils sont donc utilisés pour des applications de détection, telles que l'imagerie médicale ou encore les tests non destructifs sur les matériaux. La Figure 6 schématise la classification de certaines applications courantes des ultrasons en fonction de la puissance et de la fréquence.

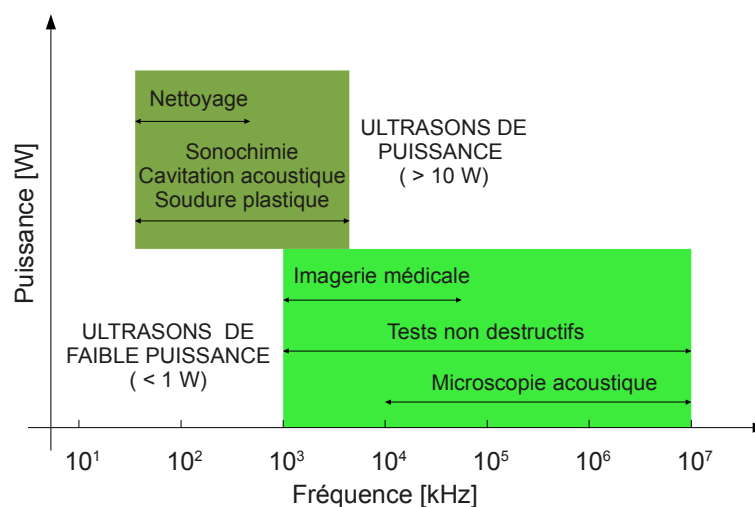


Figure 6 : classification et utilisations des ultrasons

Les ultrasons de puissance sont généralement délivrés à des puissances supérieures à 10 W, tandis que les ultrasons de faible puissance dépassent rarement 1 W. Une description détaillée des utilisations industrielles peut être trouvée dans certaines références (Mason et Lorimer, 1988; Cheeke, 2002; Pétrier et al., 2008). Comme il sera étudié par la suite, dans le cadre de l'augmentation des transferts thermiques, la plupart des études rapportent l'utilisation d'ultrasons de puissance. Les études à des fréquences plus élevées sont encore très rares dans ce domaine.

### ***1.2.2 . Production et transmission***

La production d'ultrasons implique la conversion d'une forme d'énergie en énergie acoustique. L'élément utilisé pour réaliser ces conversions énergétiques est appelé transducteur. Il en existe de plusieurs types, les plus répandus dans le cas de la production des ultrasons étant les transducteurs électromécaniques, c'est-à-dire piézoélectrique ou magnétostrictif. D'autres types de transducteurs sont rencontrés plus rarement, comme le sifflet de Galton ou ses dérivés, alimentés par un jet de fluide.

Le principe de fonctionnement du sifflet de Galton, ou sifflet acoustique, repose sur la résonance acoustique d'une cavité remplie d'air suite à un jet de fluide à l'intérieur de celle-ci. Ce sifflet produit donc des ultrasons dans l'air, de faible puissance mais tout de même utilisés parfois pour l'agglomération de particules de poussière ou pour des processus de séchage. Une forme dérivée de ce sifflet utilise un jet liquide afin de faire vibrer une lame située en aval d'un détendeur. Ce type de transducteur peut être utilisé pour réaliser des mélanges et homogénéiser des solutions (Mason et Lorimer, 1988).

Les transducteurs magnétostrictifs nécessitent des matériaux ferromagnétiques (fer, nickel ou autres alliages) qui ont la propriété de se déformer lorsqu'ils sont soumis à un champ magnétique externe. Généralement, ces transducteurs sont constitués d'un solénoïde au milieu duquel est inséré un barreau de matériau ferromagnétique. Le solénoïde est alimenté par une tension alternative, qui crée un champ magnétique correspondant à la fréquence imposée. La longueur du barreau soumis à ce champ magnétique fluctuera en fonction de la fréquence, créant ainsi les vibrations acoustiques. Aujourd'hui, ce type de transducteur est couramment utilisé pour la production d'ultrasons de forte puissance, jusqu'à 70 kHz, typiquement dans les systèmes de SONAR (SOund Navigation And Ranging) (Pétrier et al., 2008).

Enfin, le transducteur piézoélectrique est le plus répandu à l'heure actuelle. L'effet piézoélectrique, découvert par Pierre Curie, consiste en la polarisation d'un matériau sous l'influence d'une déformation. Réciproquement, ce matériau se déforme lorsqu'il est soumis à une différence de potentiel électrique. Ainsi, de manière similaire au transducteur magnétostrictif, une tension alternative à une fréquence donnée permet de contrôler sa déformation, généralement de l'ordre de quelques micromètres. La taille du matériau piézoélectrique utilisé étant fixée, sa fréquence de résonance ainsi que celle de l'ensemble de l'émetteur associé le sont également. Un léger ajustement de la fréquence de l'alimentation est toutefois possible et nécessaire, en particulier pour compenser la dilatation du matériau due à son échauffement. De nombreux matériaux ont des propriétés piézoélectriques, notamment le quartz, les semi-conducteurs et les polymères.

Les transducteurs électromécaniques sont alimentés par des générateurs électriques, qui délivrent une tension alternative à la fréquence désirée. De plus, un amplificateur, ou « booster », peut être couplé au transducteur afin d'augmenter ou de réduire l'amplitude de vibration. Il s'agit d'une pièce métallique dimensionnée afin d'être parfaitement accordée à la fréquence de résonance du transducteur. Les sections aux extrémités du booster peuvent être différentes, ce qui permet d'ajuster l'amplification de la vibration. Si la section en contact avec le transducteur est plus grande que celle en contact avec le milieu, l'amplitude sera augmentée d'un facteur correspondant au

rapport des sections. L'inverse est aussi valable : une section en contact avec le milieu plus grande que celle en contact avec le transducteur permettra de réduire l'amplitude avant d'atteindre le milieu.

### I.2.3 . *Phénomènes induits*

Plusieurs phénomènes peuvent être induits lorsque des ultrasons sont émis dans un milieu liquide. Tout d'abord, le liquide peut être réchauffé par la dissipation de l'énergie acoustique. Il se peut aussi que cette dissipation crée un gradient de quantité de mouvement, provoquant un mouvement macroscopique du fluide, appelé courant acoustique. Le phénomène de cavitation acoustique peut aussi apparaître. Il s'agit de la formation, de la croissance et enfin de la puissante implosion de micro-bulles de vapeur dans le milieu liquide, agitant le liquide au niveau microscopique (micro-streaming). Contrairement à la cavitation hydrodynamique, on ne cherche généralement pas à éviter ce phénomène dans la plupart des applications ultrasonores industrielles. Enfin, un quatrième phénomène pouvant apparaître, à haute fréquence seulement, est la fontaine acoustique à la surface du liquide. Les ultrasons sont en effet couramment utilisés à des fins de nébulisation. La Figure 7 propose quatre schémas illustrant ces différents effets.

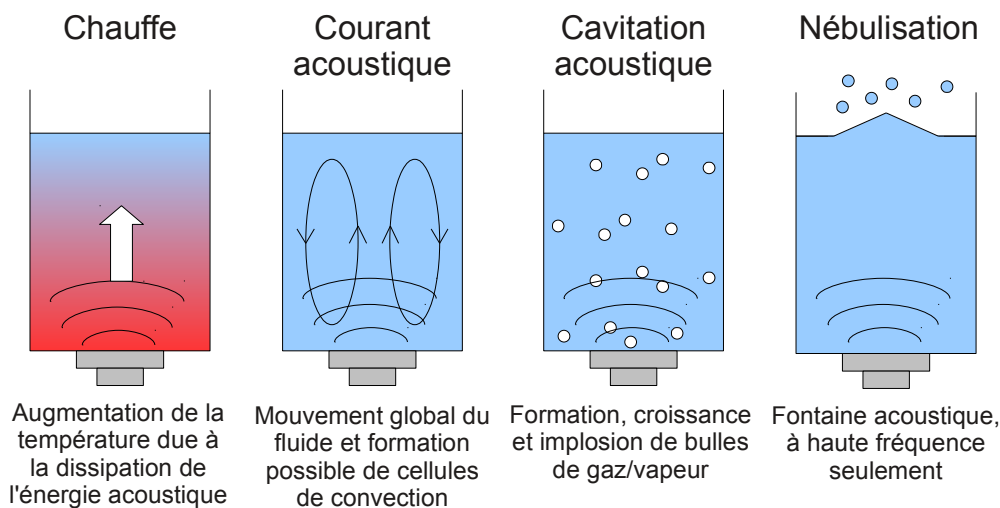


Figure 7 : effets induits par les ultrasons

Chaque effet peut être utile pour effectuer des mesures ou pour obtenir une meilleure connaissance du système étudié. Par exemple, des méthodes de calorimétrie peuvent donner une indication de la puissance ultrasonore délivrée au fluide par l'analyse de l'augmentation de sa température. Le courant et la cavitation acoustiques sont des phénomènes recherchés pour l'augmentation des transferts thermiques et sont donc décrits plus en détail par la suite. Enfin, le positionnement de certains matériaux à l'interface liquide – gaz de la fontaine acoustique permet de mettre en évidence des caractéristiques des matériaux et/ou de l'onde notamment grâce aux températures élevées pouvant être atteintes (Li et al., 1997). La plupart de ces phénomènes peuvent être modélisés (Laborde et al., 2000).

#### I.2.3.1 *Cavitation acoustique*

L'onde sonore générée dans un milieu crée alternativement des zones de haute et basse



pression. Si ce milieu est liquide, il peut arriver que la pression locale soit inférieure à un certain seuil, appelé seuil de cavitation, et que les forces cohésives du liquide soient compensées. Dans ce cas, des micro-cavités sous forme de bulles vont se former. Elles peuvent contenir des gaz dissous et/ou de la vapeur. Il s'agit de la première phase du phénomène de cavitation acoustique. Durant la seconde phase, les bulles formées vont croître pendant les cycles de dépression de l'onde ou par coalescence, jusqu'à une taille critique où elles vont entrer en résonance. Enfin, au cours de la troisième et dernière phase, les bulles vont alors imploser dans des durées de l'ordre de la microseconde, donnant lieu à des pressions locales pouvant atteindre 200 MPa (Neppiras, 1980a). Il existe de nombreux travaux qui traitent en détail de la cavitation acoustique, du comportement des bulles et des effets induits (Apfel, 1984; Neppiras, 1984; Nomura, Murakami, et Sasaki, 2000).

Il existe deux types de cavitation acoustique : transitoire et stable (Neppiras, 1980b, 1984). La cavitation est dite stable lorsqu'une fois les bulles créées, leurs tailles oscillent autour d'une valeur d'équilibre. À l'inverse, lorsque la durée de vie des bulles est inférieure à un cycle de pression/dépression, ce sont des bulles dites transitoires. La taille, la durée de vie et le comportement des bulles dépend de nombreux paramètres tels que la pression, la température, les gaz dissous, etc. Par exemple, l'implosion d'une bulle ne contenant que de la vapeur sera bien plus puissante que celle d'une bulle contenant d'autres gaz dissous. En effet, lors de l'implosion, toute la vapeur est condensée et il n'y a pas de gaz résiduel pour amortir l'effondrement de la bulle.

La taille de la bulle étant de l'ordre de  $10^{-4}$  m et la durée de son effondrement de l'ordre de la microseconde, les vitesses locales du fluide peuvent être estimées à environ  $100 \text{ ms}^{-1}$  (Mason et Lorimer, 1988). L'ordre de grandeur de la vitesse de ces micro-turbulences explique déjà partiellement pourquoi la cavitation acoustique est considérée comme le phénomène majeur responsable de l'augmentation des transferts de chaleur par ultrasons. L'implosion de bulles de cavitation au voisinage des parois solides/liquides, où ont lieu les transferts thermiques, peut perturber les couches limites dynamiques et thermiques. Les résistances au transfert, liées au fluide immobile près des parois sont ainsi fortement diminuées (Iida et al., 1991; Zhou et al., 2004). Cette explication, qui est la plus répandue, est schématisée par la Figure 8.

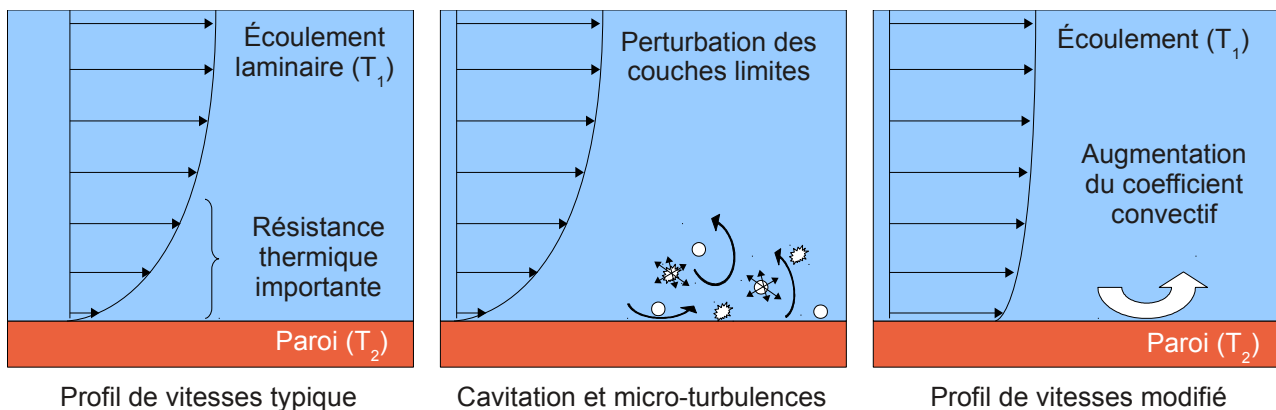


Figure 8 : influence de la cavitation acoustique sur les transferts thermiques

La cavitation acoustique peut aussi être utilisée comme moyen de promouvoir ou contrôler la turbulence d'un écoulement (Nomura et al., 2002). D'autres méthodes utilisant la cavitation hydrodynamique, induite à l'aide de micro-canaux par exemple, peuvent aussi permettre une augmentation intéressante des transferts thermiques (Schneider et al., 2006).

### I.2.3.2 Courant acoustique

Le courant acoustique est un phénomène qui a été décrit en détail par de nombreux travaux, reconnus dans le domaine (Nyborg, 1958; Lighthill, 1978). Il s'agit d'un mouvement global du fluide se déplaçant dans le sens de l'atténuation de l'onde. Il est généré lorsqu'une partie de l'énergie vibratoire est convertie en énergie cinétique macroscopique, induisant un courant. Certains auteurs font la distinction entre deux types de courants acoustiques : le « quartz wind », apparaissant lors de l'atténuation de l'onde au sein même du fluide et le courant de Rayleigh, apparaissant aux interfaces solide/liquide (Riley, 1998).

L'ordre de grandeur des vitesses atteintes peut varier entre 1 et 100 cm/s (Nomura et Nakagawa, 1993; Loh et al., 2002) et semble être faiblement dépendant de la fréquence et de la puissance (Nomura et al., 2002). Le gain de vitesse du fluide peut permettre d'intensifier les transferts thermiques au voisinage des parois, en augmentant le coefficient d'échange convectif comme schématisé par l'exemple de la Figure 9.

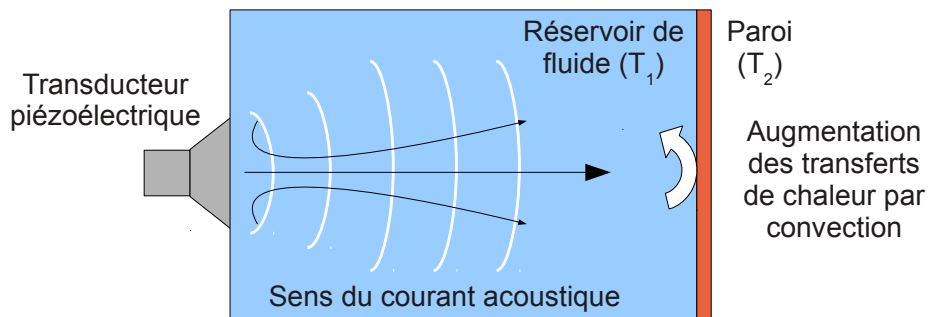


Figure 9 : augmentation des transferts de chaleur par le courant acoustique

C'est en 1960 que l'effet éventuel du courant acoustique sur les transferts de chaleur a été suggéré pour l'une des premières fois. Il était alors appelé courant « thermo-acoustique » par les auteurs (Fand et Kaye, 1960). Depuis, de nombreux travaux de recherche ont suivi et ont permis de mettre en avant des résultats très originaux, par exemple :

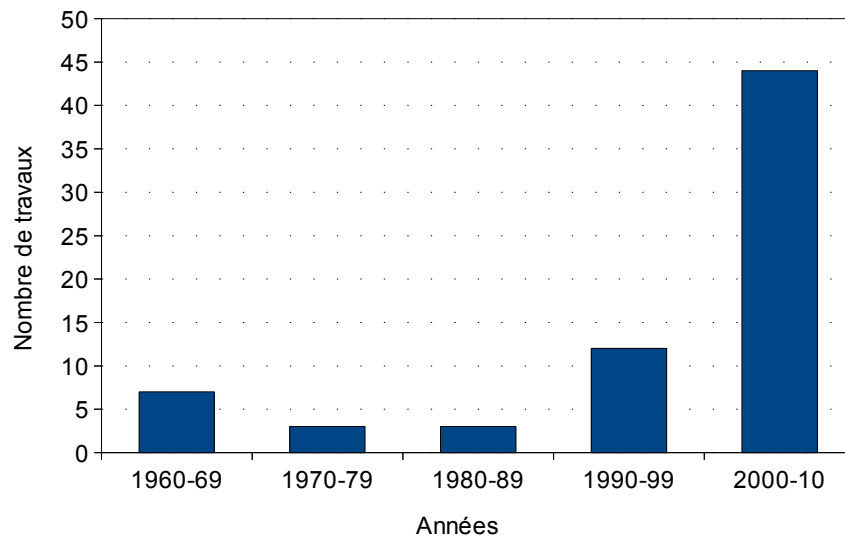
- Il a été possible, en créant un courant d'air forcé au-dessus d'une barre vibrante, de faire léviter et tourner sur eux-mêmes de petits objets. Le coefficient convectif autour d'un objet chauffant placé au-dessus de la barre vibrante a, par le même biais, été augmenté proportionnellement à la vitesse du courant acoustique (Loh et al., 2002; Hyun et al., 2005).
- Il a été mis en évidence que le courant acoustique peut être identifié comme de la convection forcée et permet par exemple, de réduire le temps de fonte de la paraffine (Oh et al., 2002).
- Par ailleurs, la simulation et le contrôle du courant acoustique à l'aide de plusieurs transducteurs piézoélectriques ont été réalisés, rendant possible la sélection précise d'une zone à refroidir sur une surface plus grande (Nakagawa, 2004).

Un type de configuration souvent étudié concerne le transfert de chaleur dans un canal dont les parois sont à des températures différentes et où les vibrations sont appliquées soit à l'une des parois, soit directement au fluide (Vainshtein et al., 1995; Wan et Kuznetsov, 2004; Lin et Farouk, 2008).

## I.3 - Intensification des transferts de chaleur par ultrasons

### I.3.1 . *Historique et contexte actuel*

Les premières études trouvées dans la littérature concernant les transferts de chaleur assistés par ultrasons remontent aux années 1960. Les résultats de ces études pionnières étaient déjà intéressants mais probablement pas suffisant pour continuer la recherche dans ce domaine. D'autres techniques, comme par exemple la réduction de la taille des canaux, devaient sembler plus prometteuses à l'époque. C'est pourquoi pendant les années 1970-80, l'intérêt pour les ultrasons dans le domaine de la thermique a fortement décliné, d'après le nombre de travaux parus et retrouvés. Un regain d'intérêt est apparu dans les années 1990, où le nombre de travaux publiés a considérablement augmenté. Le graphique, proposé dans la Figure 10, illustre ces tendances. Il trace sous forme d'histogrammes le nombre d'articles de recherche en rapport avec les ultrasons et les transferts thermiques parus en fonction des décennies. Tous ces travaux, répertoriés dans des bases de données telles que *Scopus* ou *Google Scholar*, ont été cités dans ce manuscrit. La liste détaillée est aussi fournie en référence (Legay et al., 2011).



*Figure 10 : approximation du nombre de travaux de recherche traitant des transferts thermiques assistés par ultrasons publiés en fonction des décennies*

Depuis la parution de ces résultats en 2011, la tendance se poursuit car plus d'une dizaine de nouveaux travaux pourraient déjà être ajoutés moins d'un an après. Il est aussi à noter que quelques références parues avant l'année 1960 existent probablement mais sont très difficiles à trouver.

Parmi les trois modes de transfert de chaleur, la conduction et le rayonnement sont les moins étudiés. Cela est paradoxal car des résultats prometteurs avaient été rapportés dès 1979 (Fairbanks, 1979). Fairbanks avait montré qu'il existe une synergie entre le rayonnement (artificiel ou naturel) et les ultrasons pour le chauffage d'un liquide.

Concernant la conduction, il avait aussi montré que la conductivité d'un métal pouvait être considérablement augmentée, jusqu'à plus de 5 fois. Des études plus récentes sur une surface très réduite, où les transferts par conduction peuvent dominer ceux par convection, semblent aussi confirmer ce constat (Nomura et Nakagawa, 1993). À l'inverse, sur de la paraffine, aucun effet des ultrasons n'a été observé sur la conduction thermique (Oh et al., 2002).

Le diagramme de la Figure 11 illustre la répartition des différents travaux trouvés dans la littérature scientifique en fonction des thèmes étudiés. Ce graphique est bien évidemment approximatif car toutes les références existantes ne peuvent être prises en compte. Cependant, on peut penser qu'il donne une bonne représentation de l'importance de chaque thème de recherche.

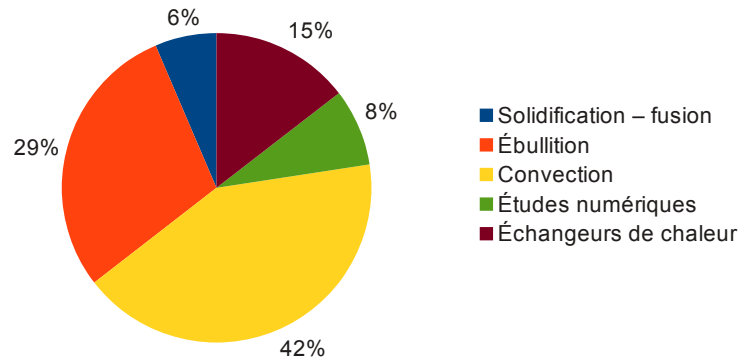


Figure 11 : thèmes étudiés

Environ la moitié des travaux traitent de la convection si l'on prend également en compte les modèles numériques. Moins de 10 % des études concernent pour l'instant les transferts de chaleur avec changements de phase autre que l'ébullition, qui représente environ 30 % des travaux trouvés. Enfin les travaux sur les échangeurs de chaleur sont aussi minoritaires : 15 % environ, d'autant plus qu'on ne trouve que très peu d'exemples de structures vibrantes d'échangeurs. La plupart de ces références, parmi les 15 %, sont des études fondamentales sur la réduction de l'encrassement, où il est juste suggéré que cela pourrait être appliqué aux échangeurs thermiques. Tous les détails sur les références prises en compte pour tracer ce graphique peuvent être trouvés dans (Legay et al., 2011).

Dans la suite de cette section sur l'utilisation des ultrasons pour l'intensification des transferts thermiques, chacun de ces thèmes sera abordé et les références importantes de la littérature seront précisées.

#### ***1.3.2 . Convection assistée par ultrasons***

La convection est donc aujourd'hui le thème le plus étudié dans le domaine des transferts de chaleur assistés par ultrasons. Pourtant, auparavant, l'influence des ultrasons a été souvent jugée faible (Larson, 1960; Bergles, 1969; Park et Bergles, 1988). De nos jours, avec le regain d'intérêt pour cette technologie, on trouve dans la littérature des exemples de coefficients convectifs multipliés jusqu'à 25 fois grâce aux ultrasons (Uhlenwinkel et al., 2000). Les auteurs ont analysé l'influence de nombreux paramètres, par exemple le milieu de propagation de l'onde (nature du fluide, température, etc.), l'onde elle-même (puissance, fréquence, etc.) ou encore la géométrie du système (Yukawa et al., 1976; Nomura, Murakami, Aoyama, et al., 2000; Komarov et Hirasawa, 2003; Nomura et al., 2005). Avant d'aborder en détail les différents paramètres influents, il faut savoir qu'il existe une question importante très rarement évoquée dans la littérature. Lorsque l'on parle de convection naturelle assistée par ultrasons, l'influence des ultrasons ne rend-elle pas la convection forcée ? Il est important de bien garder à l'esprit cette question pendant la comparaison des résultats et leur interprétation.

### *1.3.2.1 Études pionnières*

Fand et Kaye sont parmi les premiers auteurs à avoir suggéré une amélioration possible des transferts de chaleur à l'aide du courant acoustique en 1960 (Fand et Kaye, 1960). Par la suite, la première structure de type annulaire, c'est-à-dire avec un fluide circulant dans l'espace entre deux tubes, a été mise au point par Bergles et Newell (Bergles et Newell Jr., 1965). Les résultats étaient intéressants, mais pas suffisants : 40 % d'augmentation du coefficient convectif local et 10 % d'augmentation globale. De plus, un bon couplage entre le transducteur ultrasonore et la structure était difficile à obtenir, ce qui est aussi reporté dans d'autres études (Bergles, 1969). De la même façon dans les années 1960, la convection autour d'une sphère a été étudiée et rapportée dans la thèse de Larson (Larson, 1960), mais les résultats n'étaient pas suffisamment prometteurs dans les gammes de fréquences, de nombre de Reynolds et Nusselt étudiés. Par contre, la cavitation et le courant acoustique étaient déjà les deux phénomènes identifiés comme responsables de l'augmentation des transferts. D'autres études, utilisant des fréquences acoustiques non ultrasonores (710 et 1470 Hz), ont également mis en évidence une réduction des couches limites de vitesse au voisinage des parois, favorisant les transferts (Richardson, 1969). Les premières comparaisons entre expérimentations et modèles mathématiques datent de la même période (Gould, 1966).

### *1.3.2.2 Caractéristiques du milieu de propagation*

- Influence de la géométrie du système :

Plusieurs paramètres concernant la géométrie ont été étudiés tels que l'angle d'irradiation en modifiant l'inclinaison d'une plaque (Yukawa et al., 1976), ainsi que la distance par rapport à la source ultrasonore (Nomura, Murakami, et Sasaki, 2000; Lee et Loh, 2007). L'angle d'inclinaison n'a pas beaucoup d'influence si la cavitation acoustique n'est pas présente, sauf si la plaque est placée parallèlement à l'éventuel courant acoustique. Concernant la distance entre la source et l'élément autour duquel le transfert thermique doit être intensifié, il est généralement observé que le coefficient d'échange varie périodiquement avec la distance d'éloignement. Cela est très probablement dû à la nature de l'onde, qui doit être stationnaire pour obtenir les meilleurs résultats. Les vitesses les plus élevées de courant acoustique et les couches limites dynamiques les plus fines sont ainsi atteintes. Ces observations semblent confirmées par plusieurs travaux (Hoshino et al., 1976; Hoshino et Yukawa, 1979; Iida et al., 1991). D'autres études originales ont montré qu'il était également possible de générer du courant acoustique derrière un obstacle, permettant de refroidir des composants sans contact direct avec leur milieu (Nomura et al., 2005), ou encore d'augmenter les transferts thermiques dans des cylindres de bois pour un traitement plus rapide (Lam et al., 1992) ainsi qu'autour des aliments pour la stérilisation (Sastry et al., 1989).

- Influence de la nature du milieu de propagation :

L'influence des ultrasons sur les transferts de chaleur a été testée dans plusieurs fluides aux propriétés très différentes. Malgré cela, les ultrasons ont systématiquement une influence positive sur les transferts thermiques dans ces fluides. Il existe bien évidemment de nombreuses études sur l'eau et l'air, mais aussi sur l'acétone et l'éthanol (Zhou et al., 2004), la saumure et l'eau glycolée (Cai et al., 2009), et même du métal fondu (Markov et al., 1985). Des différences plus subtiles entre les propriétés des fluides ont aussi été étudiées, par exemple, entre de l'eau dégazée et de l'eau du

robinet (Nomura et al., 2002), où le coefficient convectif a été multiplié jusqu'à 10 suivant les zones. Des résultats intéressants sur de l'eau saturée en  $\text{CO}_2$  ont aussi été reportés. En effet, deux types de cavitation peuvent être distingués : une cavitation de faible intensité avec des bulles contenant du gaz dissout, et une cavitation de forte intensité avec des bulles contenant de la vapeur. Il a ainsi été montré que la cavitation de faible intensité pouvait être très utile pour augmenter la turbulence, et donc les transferts de chaleur. L'influence de nanoparticules couplée avec celle de la cavitation acoustique a été étudiée plus récemment (Zhou, 2004; Zhou et Liu, 2004).

### 1.3.2.3 Caractéristiques de l'onde ultrasonore

#### – Influence de la fréquence :

Le graphique de la Figure 12 est composé de plusieurs points correspondant chacun à une référence bibliographique. Chaque point représente la meilleure augmentation obtenue sur le coefficient de transfert (convectif ou global), en fonction de la fréquence mentionnée dans la référence correspondante.

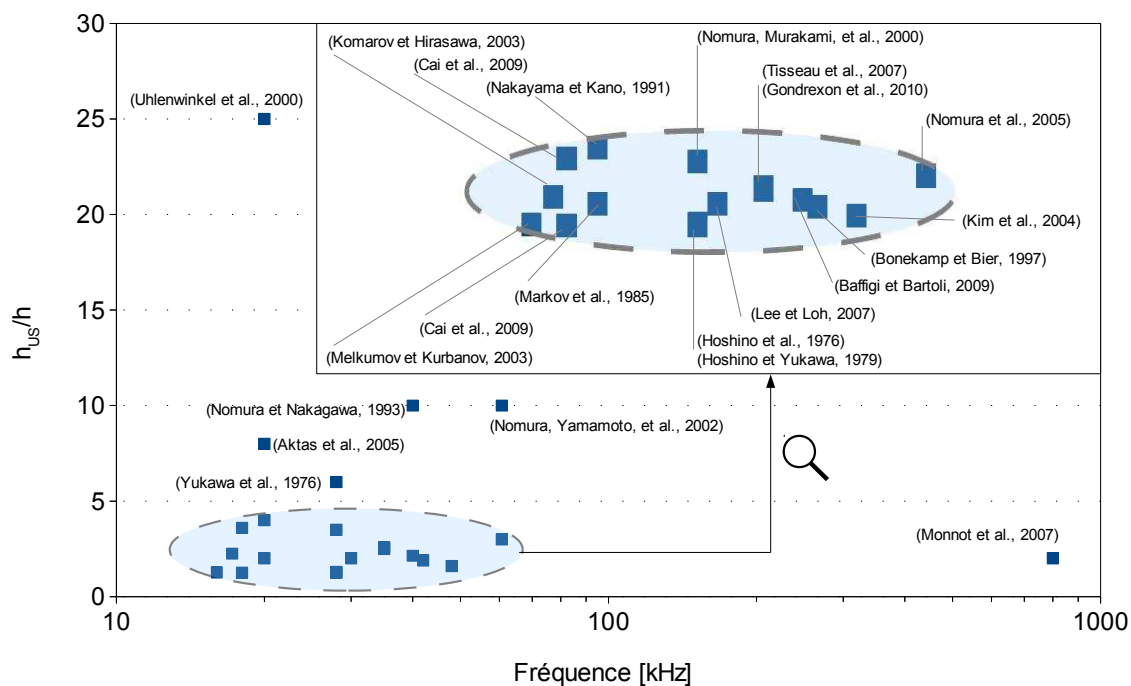


Figure 12 : meilleure augmentation du coefficient d'échange  $h$  reportée dans l'étude en fonction de la fréquence

La majorité des résultats reportés concerne des ultrasons de basse fréquence. Il y a en effet très peu d'études sur les ultrasons de haute et très haute fréquence. De plus, sur la gamme étudiée, la fréquence ne semble pas avoir d'influence notable : les points sont situés dans une même zone, délimitée et agrandie sur le graphique.

– Influence de la puissance :

De la même manière, le graphique de la Figure 13 montre la meilleure amélioration du coefficient de transfert convectif ou global obtenue dans la référence correspondante en fonction de la puissance utilisée.

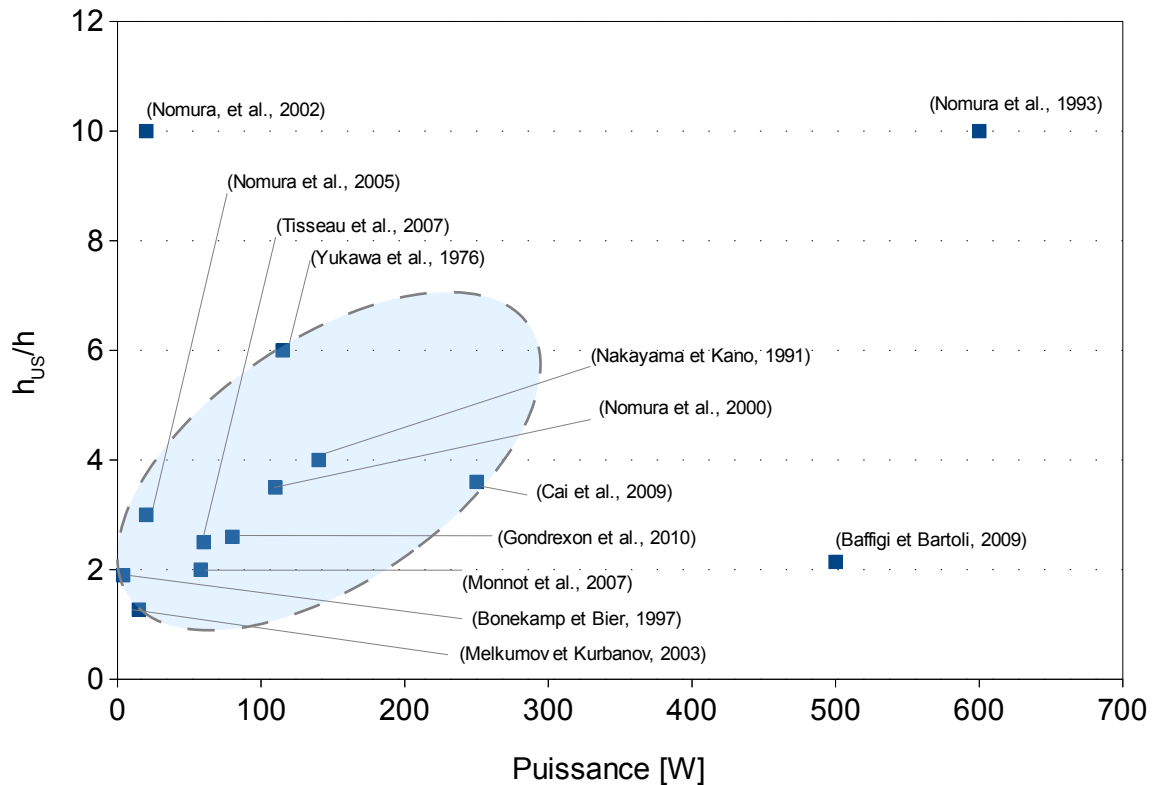


Figure 13 : meilleure augmentation du coefficient d'échange  $h$  reportée dans l'étude en fonction de la puissance

Pour des valeurs de puissance inférieures à 200 W, sauf exception, l'augmentation du coefficient d'échange semble être proportionnelle à la puissance, comme l'illustre la zone colorée. Il aurait été intéressant de pouvoir comparer ces résultats en fonction, non pas de la puissance globale, mais de l'intensité acoustique [ $\text{W m}^{-2}$ ] ou puissance volumique [ $\text{W m}^{-3}$ ] pour davantage de précision. Malheureusement, cette information n'est pas toujours donnée dans les références, ni même calculable si les dimensions du système ne sont pas clairement indiquées. Cependant, il s'agit probablement dans la plupart des cas de systèmes de laboratoire, c'est-à-dire du même ordre de taille. La disposition des points en fonction de la puissance délivrée peut donc donner une première approximation satisfaisante. Les trois références en dehors de la zone colorée utilisent probablement des intensités acoustiques ou des puissances volumiques très différentes, ce qui pourrait expliquer de tels écarts.

### I.3.3 . Ébullition

Dans le cadre de l'étude des transferts de chaleur avec changement de phase assistés par ultrasons, l'ébullition est probablement le phénomène le plus étudié. Il se décompose en 3 phases. Tout d'abord, les premières bulles de vapeur apparaissent au niveau des sites de nucléation de la paroi de l'élément chauffant immergé. Ensuite, les bulles sont de plus en plus nombreuses, elles se forment et se détachent continuellement. Enfin, si le flux de chaleur entre l'élément chauffant et le liquide continue d'augmenter, un film de vapeur va recouvrir l'élément chauffant et opposer une résistance thermique très importante. Il s'agit de la troisième phase de l'ébullition, lorsque le flux critique est atteint.

En présence d'ultrasons, les bulles sont plus rapidement détachées de la paroi par les vibrations. Leur croissance est probablement aussi accélérée par la cavitation acoustique éventuelle. Les agitations locales, les oscillations des bulles et les micro-courants permettent de retarder l'apparition du flux critique et de dissiper des flux de chaleur plus élevés (Wong et Chon, 1969; Zhou et Liu, 2002; Zhou et al., 2002; Heffington et Glezer, 2004; Kim et al., 2004). La Figure 14 illustre ces explications de manière simplifiée.

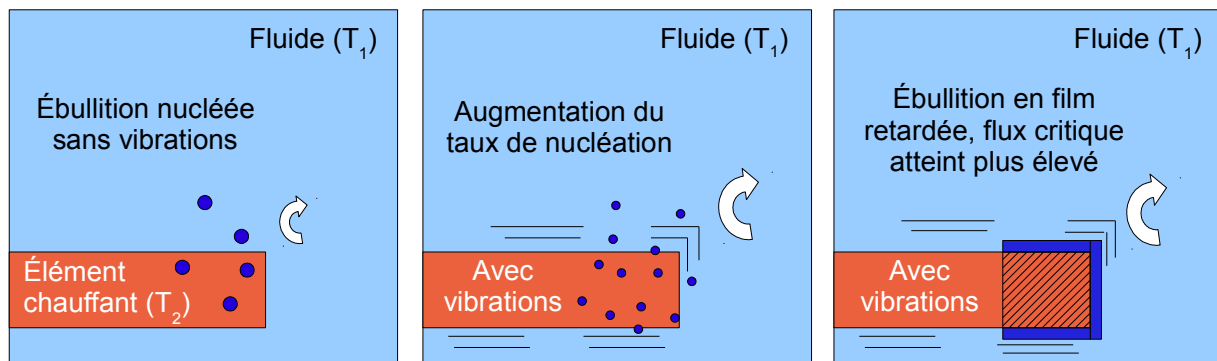


Figure 14 : influence des ultrasons sur l'ébullition

Il est à noter que certains auteurs remettent en question ces explications, notamment car l'augmentation du flux de chaleur n'a pas lieu comme attendu dans un liquide à sa température de saturation (Serizawa et al., 1994). De même que pour la convection, il a été aussi reporté plusieurs fois que la distribution de pression dans le liquide et l'augmentation locale du coefficient de convection sont en phase (Hoshino et al., 1976; Hoshino et Yukawa, 1979; Iida et al., 1991; Yamashiro et al., 1998a, 1998b).

Le flux critique relevé pour de l'ébullition sous-refroidie dans de l'eau en présence d'ultrasons dépend de plusieurs paramètres (Jeong et Kwon, 2006; Baffigi et Bartoli, 2009). Les paramètres optimaux semblent être une surface inclinée face à l'onde incidente, un sous-refroidissement important par rapport à la température de saturation du fluide, et une puissance ultrasonore élevée, même si d'autres expériences semblent indiquer de légères différences, notamment pour l'inclinaison de la surface (Kwon et al., 2005). Même si les gains sont parfois assez faibles, les flux critiques en ébullition saturée et sous-refroidie sont généralement augmentés (Park et Bergles, 1988). D'autres moyens originaux, couplés aux ultrasons, ont aussi été testés. Par exemple, l'ajout de micro-billes de verre a permis d'augmenter jusqu'à quatre fois le coefficient convectif (Nakayama et Kano, 1991). Enfin, des travaux analogues rapportant l'utilisation des vibrations induites par les courants de fluide (Kim et al., 2007) ou des vibrations sonores (Douglas et al., 2007) permettent de conforter partiellement ces résultats. En effet, même si les phénomènes mis en jeu ne sont pas les mêmes, certains comportements restent similaires.



### ***1.3.4. Modélisation – études numériques***

La création et l'implémentation de modèles numériques d'augmentation des transferts thermiques par ultrasons nécessitent de fortes capacités de calcul et une approche multi-physique. Les systèmes modélisés sont donc assez simplifiés, comprenant généralement un fluide et un élément vibrant. Cependant les résultats peuvent être d'une grande précision (Aktas et al., 2005; Kim et Jeong, 2006). Au moins quatre équations doivent être résolues : continuité, quantité de mouvement (Navier-Stokes), énergie et enfin une dernière équation pour le courant acoustique (issue de la théorie de Nyborg par exemple (Nyborg, 1958)). Si la cavitation acoustique est modélisée, ces équations doivent être résolues pour les deux phases en présence, ce qui augmente encore les besoins en ressources de calcul. La vibration est généralement représentée soit par une paroi vibrante et un maillage dynamique (Hyun et al., 2005), soit par une distribution de pression dans le liquide (Cai et al., 2009).

Le principe de synergie des champs, qui est une théorie développée récemment, est en accord avec le fait que la cavitation acoustique est le phénomène majeur responsable de l'augmentation des transferts thermiques (Cai et al., 2009). D'après ce principe, plus les vitesses de fluide et les gradients thermiques ont une direction similaire, plus le transfert thermique est intensifié. Hors, la cavitation acoustique permet statistiquement de diminuer dans certaines zones les angles d'intersection entre ces deux champs de vecteurs (gradient thermique et vitesse de fluide), ce qui est en accord avec les observations d'amélioration.

### ***1.3.5. Autres changements de phase***

#### ***1.3.5.1 Évaporation – exemple du séchage dans l'industrie alimentaire***

Il existe de nombreuses études traitant de l'amélioration des procédés thermiques dans l'industrie alimentaire par les ultrasons. Celles-ci n'ont d'ailleurs pas été prises en compte dans la Figure 11 concernant les thèmes étudiés car il s'agit d'un domaine très vaste, qui est déjà bien connu et dont les applications industrielles sont établies. La littérature scientifique regorge d'exemples et de détails complémentaires (Mason et al., 1996). Les ultrasons étant une technologie non intrusive et non chimique, il est logique que leur utilisation soit particulièrement appréciée dans ce domaine.

Le séchage alimentaire est un exemple très intéressant qui va être abordé en détail car les phénomènes observés sont similaires, en de nombreux points, à ceux du sujet étudié. En effet, il y a souvent plusieurs résistances thermiques et plusieurs effets d'impédance acoustique qui entrent en compte dans ces deux sujets. Par exemple, si un échantillon d'aliment à déshydrater est placé sur une surface vibrante, le processus sera d'autant plus amélioré que l'impédance acoustique du matériau à sécher et celle de la structure vibrante sont proches (Gallego-Juarez et al., 1999; García-Pérez et al., 2009). Cet effet sera d'autant plus efficace que le matériau sera poreux (García-Pérez et al., 2007). S'il contient de l'eau, un effet d'éponge particulièrement efficace pour le séchage se produira, comme illustré schématiquement par la Figure 15.

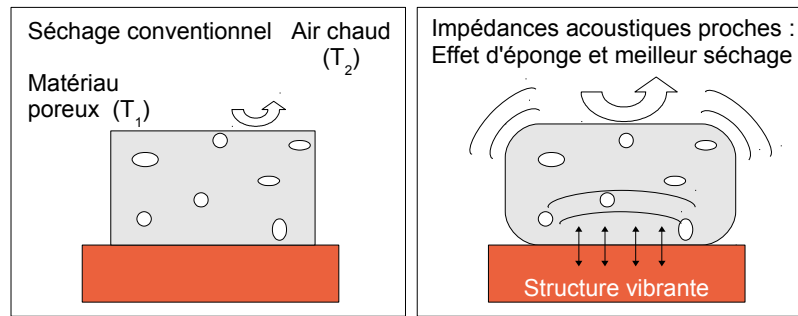


Figure 15 : séchage d'aliments poreux à l'aide d'ultrasons

Le séchage a généralement lieu en présence d'air chaud, ce qui signifie qu'il existe une résistance de transfert externe au matériau. Si les ultrasons sont propagés dans l'air, la vitesse d'écoulement de l'air sera un paramètre important à optimiser, tout comme le débit de fluide en contact avec la paroi vibrante d'un échangeur de chaleur. En effet, si le débit est trop faible, les ultrasons sont très bien transmis mais l'efficacité d'échange restera faible. Si à l'inverse le débit d'air est élevé, le séchage sera bon mais les effets des ultrasons seront atténués du fait de la mauvaise propagation dans le milieu en écoulement (Cárcel et al., 2007). C'est pourquoi il est préférable que le matériau soit directement en contact avec la surface vibrante (de la Fuente-Blanco et al., 2006).

#### 1.3.5.2 Solidification / fusion

La solidification est un processus nécessaire pour de nombreux procédés comme le stockage de froid ou encore la congélation des aliments. Les ultrasons de puissance peuvent être utilisés pour favoriser ce type de changement de phase. La cavitation est une fois de plus identifiée comme le phénomène responsable des améliorations observées : l'implosion des bulles et les micro-agitations induites favoriseraient la naissance des sites de nucléation pour le départ de la congélation. La taille des cristaux s'en trouve réduite, le temps de cristallisation écourté et le produit final, s'il s'agit de l'industrie agroalimentaire par exemple, est donc de meilleure qualité (Li et Sun, 2002). La Figure 16 schématise cette explication.

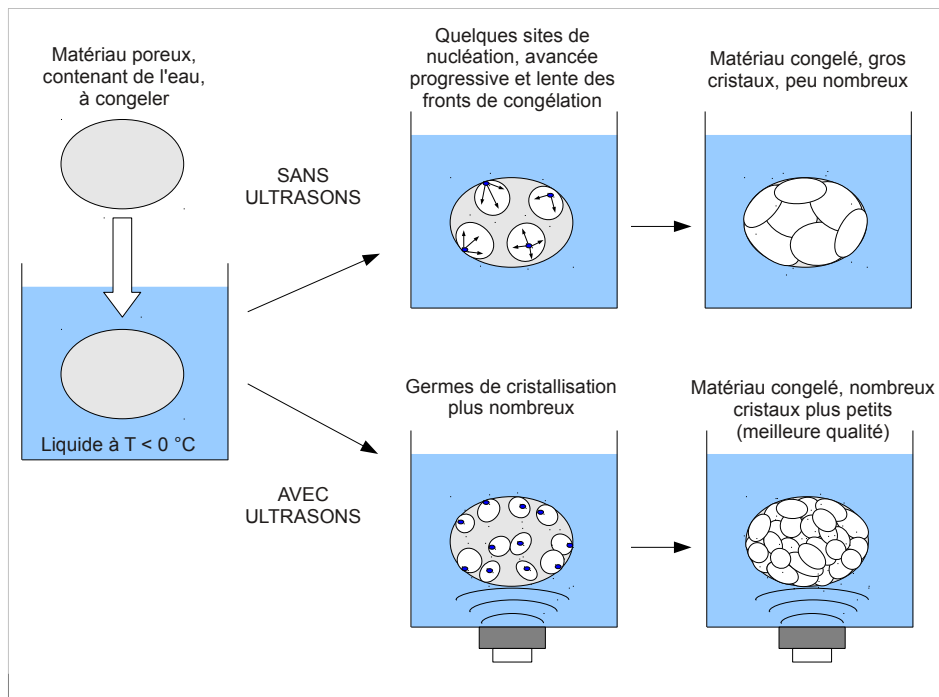


Figure 16 : amélioration du processus de congélation par ultrasons

Une référence très complète analyse la littérature scientifique sur les usages des ultrasons de puissance dans l'industrie alimentaire pour la congélation (Zheng et Sun, 2006). Le contrôle de la température de solidification de l'eau en surfusion peut aussi être amélioré grâce aux ultrasons (Inada et al., 2001; Zhang et al., 2001). La probabilité de changement de phase est augmentée avec le nombre de bulles de cavitation, ce qui tend à confirmer l'hypothèse du rôle de la cavitation acoustique. La principale utilisation potentielle concerne la fabrication de coulis de glace, pour le stockage et le transport de froid. À l'inverse, pour le stockage de chaleur, on peut améliorer les temps de fusion de la paraffine (pour profiter d'une période courte d'ensoleillement où l'énergie thermique est disponible librement par exemple), sans consommation excessive d'énergie électrique (Oh et al., 2002).

## I.4 - Application des ultrasons aux échangeurs de chaleur

Dans cette partie sont résumées les différentes étapes qui ont mené au développement de l'échangeur thermique vibrant étudié dans ce travail. D'autres références issues de la littérature permettent de situer ces travaux dans leur contexte et de retracer l'évolution récente du domaine.

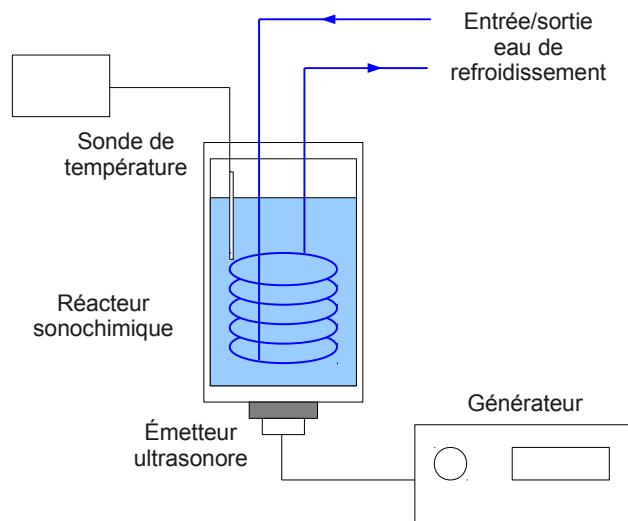
### I.4.1 . *Exemples extraits de la littérature*

La plupart des références citées jusqu'à présent concernent l'étude de systèmes de laboratoire : généralement un élément vibrant dans un seul fluide en écoulement ou au repos et à une température différente. Ce n'est pas le cas des échangeurs de chaleur, qui ont une géométrie et un mode de fonctionnement plus complexes. En effet, ils nécessitent au moins deux fluides et leurs structures peuvent être de géométries très variées, ce qui rend l'interprétation des résultats plus compliquée et les études précédentes extrêmement utiles pour acquérir les connaissances de base

nécessaires à cette interprétation.

Une des premières études portant sur un échangeur de chaleur vibrant à l'aide d'ultrasons a été initiée en 2003 (Melkumov et Kurbanov, 2003). Les deux auteurs identifient de nombreux avantages potentiels à l'utilisation d'ondes ultrasonores dans les échangeurs thermiques pour les systèmes de réfrigération. Ces avantages seront décrits dans la section suivante. Ils relèvent aussi jusqu'à 27 % d'augmentation du coefficient d'échange. D'autres études plus récentes, dont celles effectuées dans notre laboratoire, décrites ci-après, confirment ces résultats très encourageants (Duan et al., 2004; Yao et al., 2010).

Concernant les travaux qui ont mené à la construction de l'échangeur thermique vibrant étudié par la suite, l'objectif initial du tout premier système conçu était de refroidir le contenu d'un réacteur ultrasonore. Pour cela, un serpentin dans lequel circulait de l'eau froide avait été placé à l'intérieur du réacteur, contenant un volume de 3 L d'eau préchauffée, comme schématisé par la Figure 17.



*Figure 17 : schéma du dispositif expérimental utilisé pour le refroidissement du réacteur sonochimique*

Le temps de refroidissement du contenu du réacteur était comparé en l'absence et en présence d'ultrasons, grâce auxquels il pouvait être considérablement réduit. Ce système a, de plus, permis l'étude de l'influence de la fréquence sur une très large gamme (Monnot et al., 2007).

Les premiers résultats obtenus sur le refroidissement de ce réacteur ont encouragé la construction d'un second prototype : un échangeur thermique vibrant de type tube-calandre, présenté schématiquement dans la Figure 18.

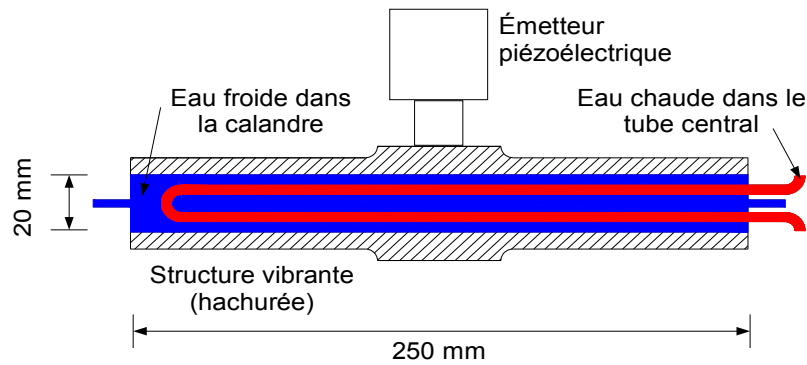


Figure 18 : schéma de l'échangeur tube-calandre vibrant

Ce dernier correspond à la première version de l'échangeur vibrant ; l'échangeur bi-tube actuel en étant une version dérivée. Les effets de la puissance ultrasonore et des débits d'eau côté calandre et côté tube ont été testés. Tous les détails sur les résultats ainsi que sur le modèle théorique spécialement développé sont disponibles dans les références correspondantes (Tisseau et al., 2007; Gondrexon et al., 2010).

#### ***1.4.2 . Avantages potentiels des ultrasons***

D'après (Melkumov et Kurbanov, 2003), les ultrasons permettent d'homogénéiser les profils de vitesses du fluide dans les conduites, tout en réduisant la tension superficielle près des parois, ce qui, potentiellement, engendrerait une économie de l'énergie de pompage grâce aux pertes de charge plus faibles. Dans les machines frigorifiques, un liquide lubrifiant est nécessaire au bon fonctionnement du compresseur. Une partie de ce liquide est entraînée avec le fluide frigorigène et se retrouve sous forme d'une fine couche immobile sur les parois des échangeurs, représentant une importante résistance thermique. La perturbation et le retrait de cette couche sont donc particulièrement bénéfiques pour les performances de ces systèmes. Quelques études, pour le moment peu nombreuses, tendent à confirmer cette réduction des pertes de charge par les ultrasons (Nomura, Murakami, et al., 2002; Duan et al., 2004).

Plusieurs phénomènes annexes pouvant être très intéressants selon les applications visées ont par ailleurs été observés. Par exemple, il est possible de réduire localement la vitesse d'écoulement d'un fluide au niveau des nœuds d'une onde stationnaire grâce aux bulles de cavitation (Nomura, Sasaki, et Murakami, 2000). Les ultrasons sont aussi utiles pour réduire les phénomènes d'hystérésis, c'est-à-dire la tendance d'un milieu à rester dans un certain état en dépit des modifications supposées produire un changement, par exemple lors de l'ébullition et plus particulièrement lors de l'initiation de la nucléation (Bonekamp et Bier, 1997; Zhou, 2005).

Enfin, un avantage qui aurait un intérêt économique certain pour l'industrie est la réduction de l'encrassement. Les ultrasons semblent en effet jouer un rôle contre la dépôt, voir en faveur du nettoyage, de plusieurs types d'encrassements. Si la technologie ultrasonore s'avère possible à mettre en œuvre à plus grande échelle, il y a de fortes chances que cet avantage ait parfois plus d'importance que l'augmentation des transferts thermiques. Les études actuelles concernent par exemple l'entartrage des échangeurs micro-structurés (Benzinger et al., 2006a), où les ultrasons peuvent avoir un effet curatif. Similairement, de nombreuses études concernent la réduction de l'encrassement biologique (algues, champignons, bactéries) réduit grâce aux ultrasons (Bott, 2000) ou même la synergie des ultrasons avec d'autres techniques conventionnelles (Mott et al., 1998; Bott et Tianqing, 2004). La cavitation acoustique, de par son puissant effet nettoyant et les phénomènes

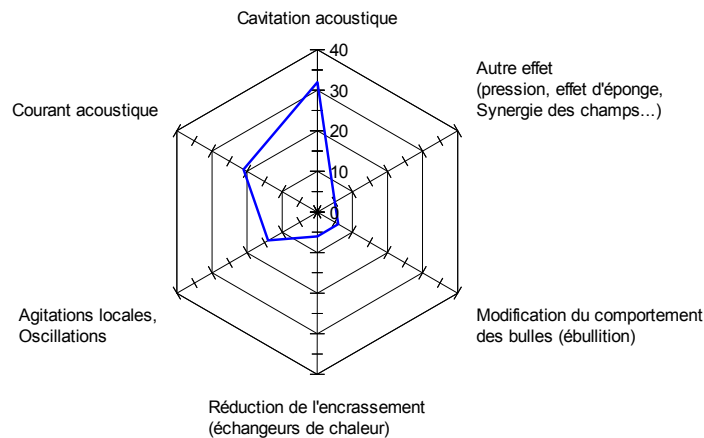
engendrés, est très probablement responsable en majeure partie des effets nettoyants des ultrasons (Li et al., 2009).

### ***I.4.3 . Brevets déposés***

Le domaine des échangeurs de chaleur assistés par ultrasons connaissant actuellement une rapide évolution, de nombreux brevets ont été déposés très récemment. Les références sélectionnées et triées dans cette section donnent un aperçu de quelques unes de ces inventions. Cette liste est loin d'être exhaustive et permet simplement de constater quels domaines sont concernés et quelles géométries ont été envisagées. La plupart de ces inventions annoncent soit une réduction de l'encrassement (Tanaka, 2006; Makino, 2007; Jili et Liangdong, 2009a, 2009b; Zhenxian, 2009), soit une augmentation des transferts thermiques, soit les deux effets cumulés. Des améliorations sur les échangeurs tubulaires type « faisceau de tubes - calandre » sont le plus souvent proposées (Ye et al., 2008; Dezhong, 2009). Il peut aussi s'agir de géométries telles que celle de la Figure 17, soit un réservoir et un serpent, souvent utilisée dans le cas des chauffe-eau (Dezhong, 2009). Les applications touchent par exemple l'industrie chimique, où il est possible grâce aux effets des ultrasons de réduire les temps de réaction (Yingwu et al., 2007) ainsi que d'augmenter les vitesses de décongélation (Zhenquian, 2008). De nombreux domaines utilisant des procédés thermiques sont bien évidemment aussi concernés, entre autres l'agroalimentaire (avec les phénomènes de séchage et de congélation décrits précédemment), la cryogénie (Tanaka, 2006) ou encore la métallurgie (Nogues, 1991).

## Conclusion

En définitive, un point important auquel il est difficile de répondre concerne la nature des effets responsables des améliorations observées. En effet, la plupart des phénomènes apparaissent simultanément, ce qui rend les observations et les interprétations difficiles. Le graphique de la Figure 19 propose un diagramme récapitulatif des effets recherchés et/ou identifiés comme moyens d'intensification. Il s'agit d'une étude statistique sur plusieurs articles de recherche dont les références peuvent être trouvées dans (Legay et al., 2011). Il y a davantage d'effets cités que de références car la plupart des travaux n'identifient ou ne recherchent pas qu'un seul effet responsable.



*Figure 19 : effets recherchés et/ou répertoriés comme responsables des améliorations*

Dans la majorité des cas, la cavitation est le phénomène majeur recherché, ou supposé être à la base des améliorations. Vient ensuite le courant acoustique. De nombreux auteurs sont aussi convaincus que les agitations locales et les mouvements oscillatoires des particules sont suffisants pour l'amélioration des transferts. Concernant l'ébullition, une modification du comportement des bulles pourrait aussi expliquer les améliorations. La réduction de l'encrassement dans les échangeurs thermiques est parfois suggérée ou recherchée, tout comme d'autres effets annexes cités en nombre plus réduit.

---

## II ) Conception de l'échangeur de chaleur vibrant, du banc expérimental et du système d'acquisition dédiés



## Introduction

Comme illustré par la recherche bibliographique du chapitre précédent, les systèmes de laboratoire développés pour l'étude des transferts de chaleur assistés par ultrasons sont nombreux. Les phénomènes responsables des améliorations sont à présent suffisamment connus et maîtrisés pour pouvoir orienter cet axe de recherche vers des dispositifs plus complexes. C'est pourquoi le développement d'échangeurs thermiques assistés par ultrasons a connu une forte croissance au cours de ces dernières années.

Dans ce chapitre, l'échangeur thermique vibrant étudié au cours de ce travail est présenté de manière approfondie. Dans une première partie, tous les éléments nécessaires à son fonctionnement sont décrits, en insistant particulièrement sur le Sonitube<sup>®</sup>, pièce principale. Le mode de vibration du Sonitube<sup>®</sup> est analysé, ainsi que toutes les étapes de conversion d'énergie opérées depuis l'alimentation électrique jusqu'à la transmission de l'onde acoustique au fluide. Dans une deuxième partie, le banc expérimental conçu autour de l'échangeur afin d'analyser ses performances est présenté. Les démarches et les choix effectués lors de la conception de ce banc d'essais sont expliqués en détail et justifiés si besoin. Une troisième partie est consacrée au système d'acquisition développé spécifiquement dans le cadre de cette étude, ainsi qu'à la mise en place des appareils de mesure. Pour finir, les méthodes de calibration de ces appareils et les incertitudes de mesure associées sont présentées.

## II.1 - L'échangeur de chaleur vibrant

### ***II.1.1 . Le Sonitube<sup>®</sup>***

#### *II.1.1.1 Présentation générale*

Le Sonitube<sup>®</sup> est l'élément principal constitutif de l'échangeur thermique étudié. C'est un dispositif breveté, désormais commercialisé par la société Synétude SAS. Il s'agit d'un tube doté d'une forme particulière lui permettant de vibrer à sa fréquence de résonance. Un transducteur piézoélectrique, couplé à un booster, est fixé au centre de la partie extérieure du tube vibrant. Le booster (ou amplificateur) est une pièce métallique dont la forme permet une augmentation de l'amplitude de vibration (ou une diminution, auquel cas il peut aussi être appelé de-booster). Le générateur électrique alimente l'émetteur ultrasonore, qui convertit une tension électrique sinusoïdale en vibrations mécaniques. L'amplitude des vibrations ainsi créées est ensuite modifiée par le booster avant d'atteindre la sonotrode. La sonotrode est, par définition, la pièce métallique en contact avec le milieu auquel les ultrasons doivent être transmis. Il s'agit dans le cas présent du tube métallique, en contact direct avec le fluide circulant à l'intérieur. Le nom Sonitube<sup>®</sup> désigne l'ensemble « émetteur – amplificateur – tube vibrant », bien que parfois utilisé pour faire référence au tube vibrant seul. La Figure 20 montre une photographie d'un modèle de Sonitube<sup>®</sup> et de son générateur associé.

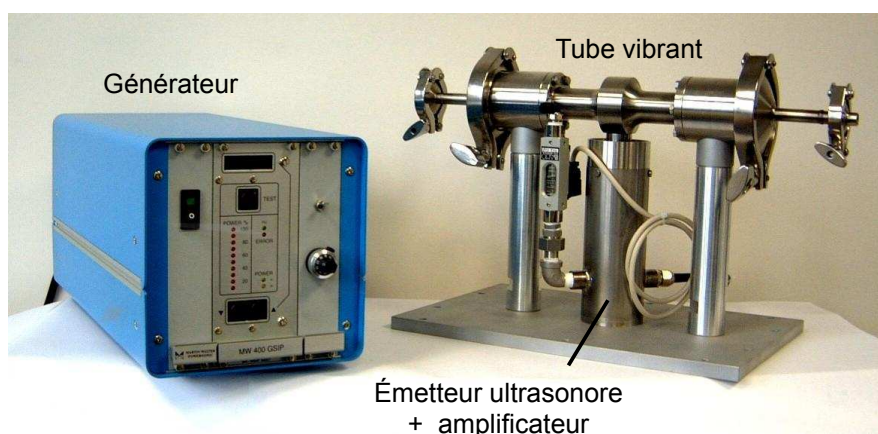


Figure 20 : photographie du Sonitube® et de son générateur

Il existe sur le marché deux modèles de Sonitube® : SM 20 et SM 35, dont les caractéristiques sont détaillées dans le Tableau 1. C'est un modèle SM 35 qui est utilisé tout au long de cette étude.

	Diamètre interne (mm)	Longueur (mm)	Volume net (mL)	Puissance maximale du générateur (W)	Fréquence de résonance (kHz)
SM 20	50 mm	360 mm	708 mL	1500 W	20 kHz
SM 35	20 mm	250 mm	79 mL	400 W	35 kHz

Tableau 1 : comparaison des deux modèles de Sonitube®

Le Sonitube® est habituellement utilisé comme réacteur sonochimique pour le traitement de solutions liquides ou de mélanges liquides/solides. Ainsi, son utilisation est courante dans les industries pharmaceutique ou chimique. Il existe de nombreuses applications en biochimie ou en chimie pour créer des émulsions, des dispersions, activer des réactions, etc. grâce à la cavitation acoustique de forte intensité créée dans le fluide de travail (Synetude SAS, 2012).

### II.1.1.2 Caractéristiques techniques

#### – Matériaux :

Comme décrit dans le brevet correspondant (Vaxelaire, 1995), le Sonitube® consiste en une pièce métallique principale appelée collier à laquelle est fixée un corps tubulaire. Ces pièces doivent être conçues dans un matériau résistant à la fois au fluide, aux vibrations ainsi qu'à l'érosion provoquée par l'implosion des bulles de cavitation acoustique. L'emploi d'acier inoxydable protégé par un revêtement en céramique ou en métal en contact avec le fluide est suggéré dans le brevet. Le collier, où les vibrations sont directement transmises par l'intermédiaire d'un goujon, doit être fabriqué à partir d'un matériau ayant, de plus, de bonnes propriétés pour la propagation acoustique, généralement le titane.

### - Dimensions :

Les dimensions sont calculées de telles sorte qu'elles autorisent la résonance de la structure entière à la fréquence de fonctionnement, à la fois dans les directions radiale et longitudinale. Ainsi, le diamètre du collier correspond à une demi-longueur d'onde à 35 kHz, soit  $\lambda/2 \approx 6$  cm dans le titane. La longueur du tube doit aussi être un multiple de la demi-longueur d'onde acoustique. La Figure 21 illustre les caractéristiques détaillées ci-dessus.

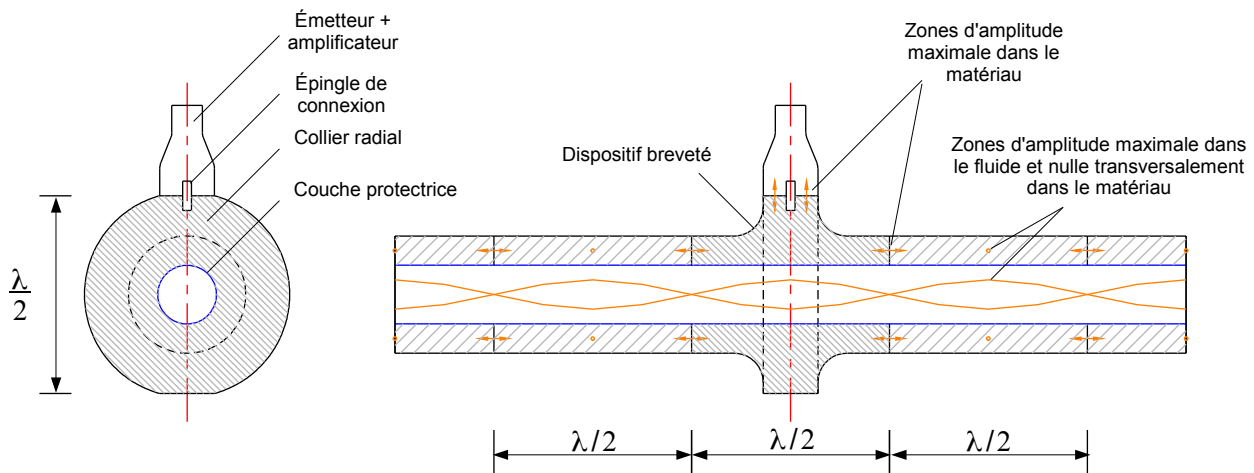


Figure 21 : modes de vibration du Sonitube®

Le schéma de gauche est une vue en coupe radiale, au niveau du collier, où apparaissent les différents éléments nécessaires à la transmission des ultrasons. Le schéma de droite est une vue en coupe longitudinale, qui permet d'apprécier en plus les zones de propagation de l'onde transversale dans le matériau, ainsi que l'onde stationnaire résultante dans le fluide. La Figure 22 illustre les déformations maximales de la structure lors des phases de compression et d'extension du collier radial. Sur ces deux schémas, les déformations ont été volontairement exagérées.

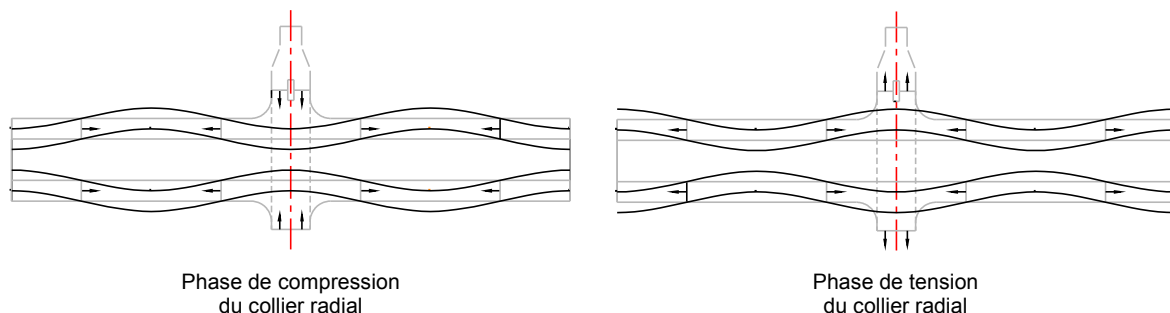


Figure 22 : schématisation des déformations du Sonitube®

### - Transmission des vibrations :

La chaîne de transmission et de conversion énergétique, du générateur ultrasonore jusqu'au fluide, est résumée par la Figure 23.

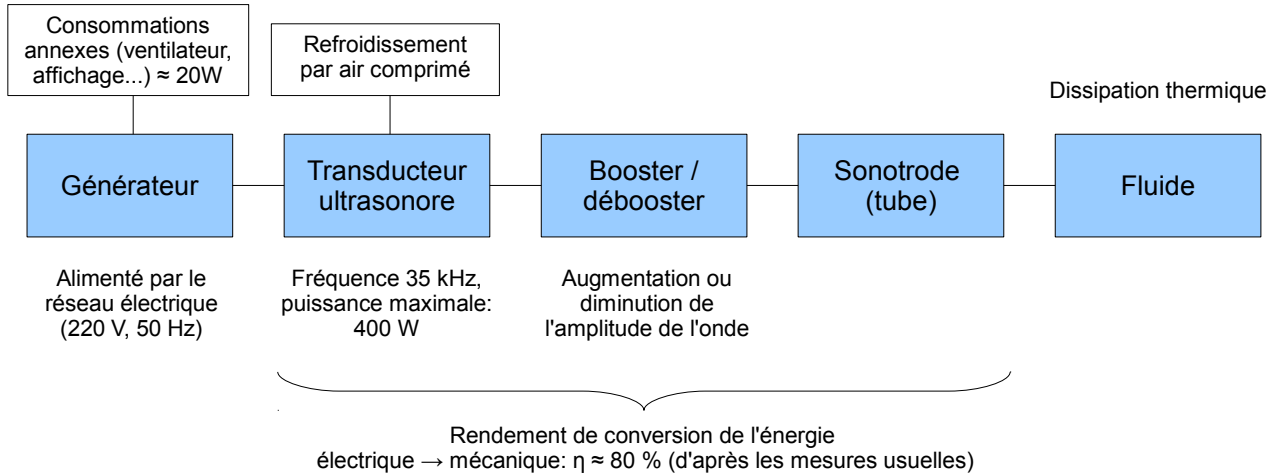


Figure 23 : transmission et conversion énergétique autour du Sonitube®

Le générateur peut délivrer en théorie jusqu'à 400 W de puissance électrique. Cependant, tout au long de cette étude, un booster spécialement conçu a été utilisé afin de diviser par deux l'amplitude de vibration (rapport  $\times 2$  entre la section en contact avec le transducteur et celle en contact avec le collier, voir (Pétrier et al., 2008)). Ce booster a imposé au constructeur d'ajuster le générateur de manière à diviser par deux sa puissance délivrée, qui devient donc égale au maximum à 200 W. De plus, l'amplitude est réglée à 50 % directement sur le générateur, soit la puissance minimale disponible (toujours dans l'ensemble de ce travail). Il n'y a donc pas 400 W au maximum de délivrés au départ par le générateur, mais seulement 100 W. Il s'agit d'une valeur théorique qui est parfois dépassée, notamment car le générateur est capable de s'auto-adapter (en fréquence et en puissance) afin que le système soit toujours parfaitement accordé.

L'amplitude de vibration à la pointe de l'amplificateur est estimée à  $0.4 \mu\text{m}$  par l'équation (12) :

$$\xi = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{(P_{us}/S)}{\rho c}} = \frac{1}{(2\pi \times 35000)} \sqrt{\frac{100/7,5 \cdot 10^{-4}}{4500 \times 5000}} \approx 0,4 \mu\text{m} \quad (12)$$

Où  $\xi$  est l'amplitude de vibration,  $\omega$  la pulsation associée à l'onde ultrasonore,  $P_{us}$  la puissance transmise par l'onde ultrasonore,  $S$  la surface à l'extrémité de l'amplificateur,  $\rho$  la masse volumique du matériau et  $c$  la célérité de l'onde dans le matériau.

### II.1.2. Conception de l'échangeur

L'échangeur thermique développé a pour élément principal le Sonitube®, servant de calandre vibrante. Une géométrie type double-tube a été sélectionnée et mise en place pour ce travail (tubes droits coaxiaux). La Figure 24 présente un schéma de cet échangeur. Seules les dimensions du tube central ne sont pas précisées car celui-ci est amovible et peut donc être modifié afin de tester différents matériaux, diamètres, épaisseurs ...

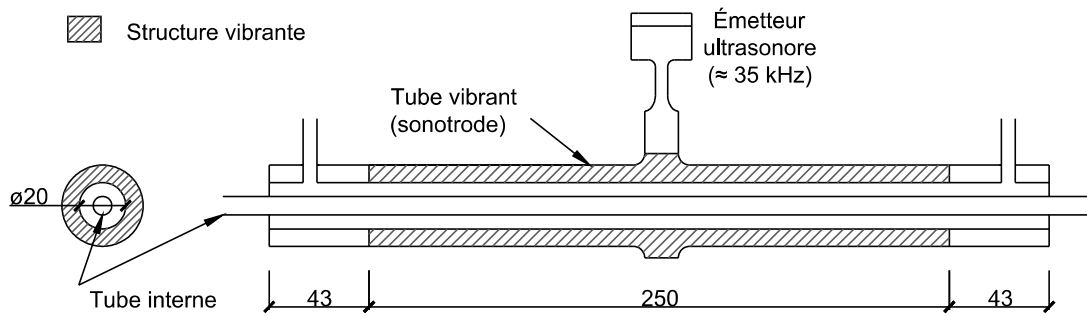


Figure 24 : schéma de l'échangeur de chaleur vibrant, dimensions en mm

Pour concevoir cet échangeur, un tube droit est donc inséré au centre du Sonitube<sup>®</sup>. Les contraintes principales pour ce tube sont les dimensions : son diamètre externe doit être suffisamment petit pour laisser un passage au premier fluide circulant dans l'espace annulaire (soit  $D_{\text{ext}} < 20 \text{ mm}$ ) et sa longueur doit être supérieure à 35 cm pour permettre un raccordement aisé du circuit hydraulique du second fluide circulant à l'intérieur de ce tube. Deux éléments additionnels sont ensuite fixés aux extrémités du Sonitube<sup>®</sup>, assurant les rôles d'étanchéité autour du tube central et d'entrée-sortie pour le fluide circulant dans l'espace annulaire.

La justification pour ce choix de géométrie repose sur plusieurs points. Il s'agit premièrement d'une géométrie très connue et répandue, aussi bien dans l'industrie que dans les travaux de recherche. Les possibilités de comparaison avec les éventuels futurs résultats de la littérature sont donc étendues et le calcul des nombres adimensionnels usuels est facilité. De plus, le Sonitube<sup>®</sup> est très bien adapté à la création d'une telle configuration, qui pourrait même exister dans l'industrie, par exemple si la température du fluide à traiter doit être contrôlée. Enfin, une géométrie type tube-calandre (avec un ou deux tube(s) « en U » inséré(s) dans le Sonitube<sup>®</sup>) a déjà été étudiée et, même si des résultats prometteurs ont été obtenus, il est difficile de faire évoluer une telle géométrie (Gondrexon et al., 2010). En effet, dû à son diamètre interne, le Sonitube<sup>®</sup> peut difficilement contenir un faisceau de tubes. Plus de degrés de liberté sur l'évolution du système sont donc possibles en utilisant le type de géométrie choisi (matériaux, dimensions...).

La Figure 25 montre cinq photographies (a – e) illustrant les détails de conception de l'échangeur. (a) est une vue globale du système sur son socle pivotant. Sur les photographies suivantes (b et c), la pièce assurant l'étanchéité à l'extrémité de l'échangeur a été enlevée, totalement en (b) et partiellement en (c), afin de pouvoir visualiser les deux espaces de circulation des fluides (espace annulaire et tube central). En (d), un agrandissement est effectué sur une des extrémités de l'échangeur pour observer les entrées et/ou sorties des fluides. Enfin, il s'agit en (e) du point de contact entre l'amplificateur et le tube vibrant.

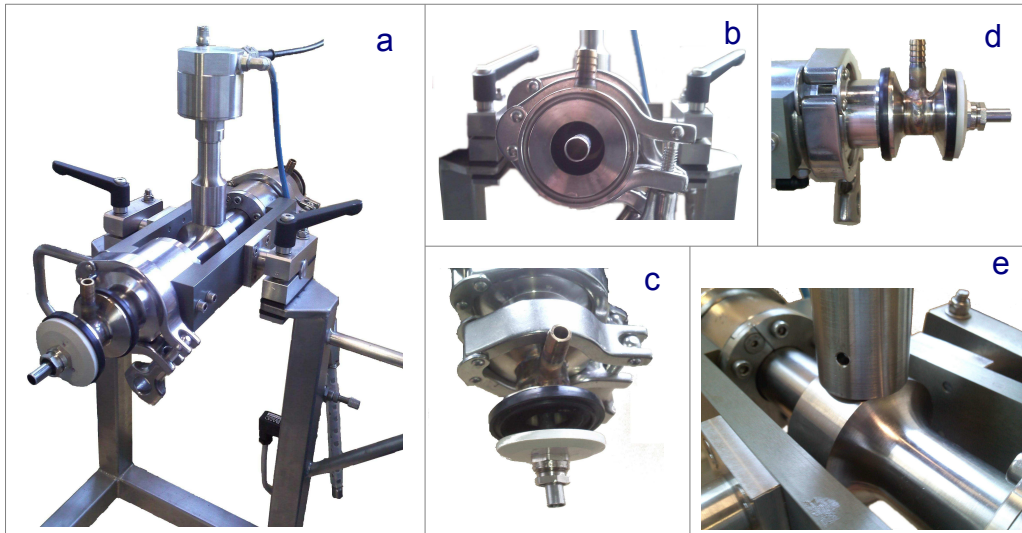


Figure 25 : photographies des détails de conception de l'échangeur

D'autres détails sont visibles sur certaines de ces photographies, particulièrement en (a) où l'on peut aussi apercevoir le câble d'alimentation et la sortie du circuit de refroidissement à air comprimé pour l'émetteur piézoélectrique.

## II.2 - Le banc expérimental dédié

### II.2.1 . *Historique, évolution*

Le premier prototype de banc expérimental a été conçu à l'origine afin de faire fonctionner l'échangeur type « tube en U – calandre ». L'eau froide provenait directement du réseau et son débit n'était régulé que par l'ouverture d'une vanne. En conséquence, il n'était pas très stable car directement soumis aux fluctuations de pression dans les canalisations. L'eau chaude circulait quant à elle en boucle fermée. C'est-à-dire qu'après circulation dans l'échangeur, elle n'était pas directement rejetée à l'évier contrairement à l'eau froide mais était renvoyée dans le bac de stockage, où sa température était maintenue constante. Deux débitmètres étaient disponibles, un pour la gamme 0,5-5.0 L/min, utilisé pour l'eau chaude et un pour la gamme 0.1-1.0 L/min, utilisé pour l'eau froide. Les gammes de débits étaient donc différentes pour chacun des fluides. Les capteurs de température utilisés étaient des sondes Pt100 (RTD : Resistance Temperature Detector).

Ce premier prototype a aussi permis de tester la toute première géométrie d'échangeur bi-tube, avec un tube central en acier de 12 mm de diamètre et de 1 mm d'épaisseur (Legay et al., 2012). De nombreuses modifications ont été apportées depuis, afin d'étudier en détail les futures géométries d'échangeur. Ces modifications portent sur :

- La configuration : il est nécessaire de pouvoir sélectionner les sens de circulation des fluides (co-courant, contre-courant) et de pouvoir échanger leurs espaces de circulation (tube central, espace annulaire). Ainsi, tous les joints, raccords rapides et tubes souples ont été choisis en conséquence, afin de pouvoir effectuer ces modifications de manière efficace.
- Le design : la géométrie de l'échangeur doit pouvoir être adaptée facilement et rapidement pour étudier l'influence des dimensions et des matériaux de l'échangeur.
- La précision des mesures : un réservoir tampon et une nouvelle pompe ont été mis en place

côté eau froide afin de ne plus être soumis aux variations de pression du réseau et de stabiliser le débit. De plus, deux nouveaux débitmètres ont été ajoutés afin d'avoir des gammes de mesure identiques et plus étendues pour chaque fluide.

- Le système d'acquisition : mis à jour à la suite de ces nouvelles mesures à acquérir.
- La compacité et la mobilité : le banc expérimental a été conçu de manière à être facilement transportable et peu encombrant.

Un nouveau prototype satisfaisant toutes ces exigences a donc été construit. D'autres contraintes ont été envisagées mais non mises en place dans le cadre de cette étude :

- Des mesures de pression : il aurait en effet pu être intéressant de connaître l'effet des ultrasons sur les pertes de charge. Cependant, les longueurs de tubes soumises aux ultrasons sont très courtes et l'influence des vibrations ultrasonores aurait probablement été très difficile à distinguer (cela sera aussi justifié par la suite notamment grâce à une observation des débits avec et sans ultrasons). Le sujet de recherche de l'influence des ultrasons sur les pertes de charge étant presque totalement nouveau, un banc de test spécialement conçu pour ce travail pourrait être mis en œuvre d'ici peu.
- Contrôle de la température d'entrée du fluide froid : un système de réfrigération couplé à un bac de stockage du fluide froid aurait pu être mis en place pour éviter les fluctuations de température. En effet, la température de l'eau du réseau peut changer fortement en fonction de la saison. Heureusement, ces fluctuations sont généralement négligeables dans le cadre d'une série d'études complètes sur une configuration (quelques jours). De plus, la mise en place de ce système n'aurait pas résolu totalement le problème car selon le débit d'eau, la vitesse de circulation change et l'eau peut toujours se réchauffer plus ou moins au passage dans les canalisations en amont de l'échangeur et dans la pompe.

### ***II.2.2 . Description et détails de conception***

Un schéma du banc expérimental est proposé en Figure 26. Le circuit d'eau chaude est représenté en rouge, celui d'eau froide en bleu. Seuls les éléments indispensables ont été représentés sur ce schéma simplifié. Les autres accessoires importants sont décrits dans les sections suivantes.

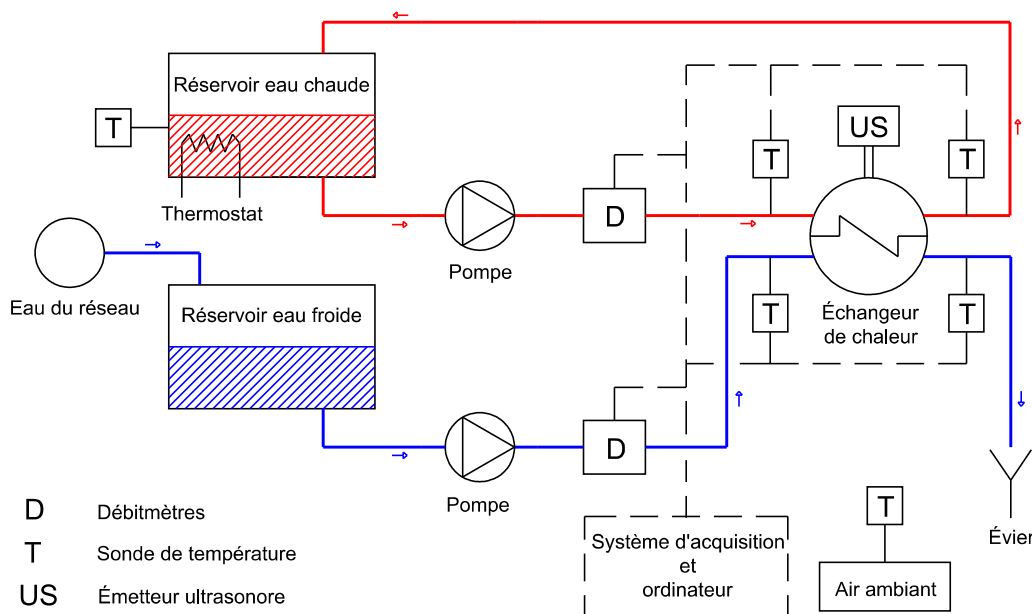


Figure 26 : schéma simplifié du banc expérimental

Concernant l'eau chaude, elle circule toujours dans un circuit en boucle fermée. Depuis son réservoir de stockage, elle passe d'abord dans la pompe volumétrique, puis dans un débitmètre et dans l'échangeur, pour finalement retourner dans le réservoir. Un chauffage avec thermostat permet de conserver sa température à 37° C, homogène dans tout le réservoir. Cette température est constamment contrôlée par une sonde Pt100. Les débitmètres affichent en temps réel la valeur du débit, qui est directement transmise au système d'acquisition. Les températures de l'eau chaude en entrée et en sortie de l'échangeur sont elles aussi transmises au système d'acquisition et contrôlées en temps réel.

L'eau froide arrive directement du réseau. Une partie (jusqu'à 20L) est stockée dans le réservoir tampon, identique au réservoir de stockage pour l'eau chaude. Tous les autres éléments du circuit d'eau froide sont identiques à celui d'eau chaude, c'est-à-dire dans l'ordre : une pompe volumétrique, le système de débitmètres puis l'échangeur thermique avec mesure de température aux entrée/sortie. Après circulation dans l'échangeur, l'eau froide est directement rejetée à l'évier.

Une sixième sonde de température est placée dans l'air ambiant autour de l'échangeur. Elle sert d'indicateur pour vérifier le bilan énergétique, s'il y a éventuellement un transfert de chaleur avec l'environnement (l'échangeur n'étant pas parfaitement adiabatique). Le sens du transfert de chaleur peut alors être vérifié en calculant directement la différence de température entre la température moyenne du fluide circulant dans l'espace annulaire de l'échangeur et la température de l'air ambiant. Comme précisé auparavant, le sens et l'espace de circulation des fluides dans l'échangeur peuvent être sélectionnés grâce aux tubes souples et aux raccords rapides. Ni l'alimentation électrique de l'émetteur ultrasonore, ni son système de refroidissement à air comprimé ne sont représentés sur ce schéma. Il est aussi important de noter que le choix a été fait de placer les débitmètres en amont de l'échangeur pour éviter qu'un mélange liquide/gaz ne perturbe les mesures. Cela aurait pu être potentiellement le cas : en présence de bulles de cavitation dans l'échangeur, certaines pourraient être entraînées par la circulation de fluide.

La Figure 27 présente une photographie du banc expérimental avec plusieurs éléments directement numérotés et décrits sur l'image.



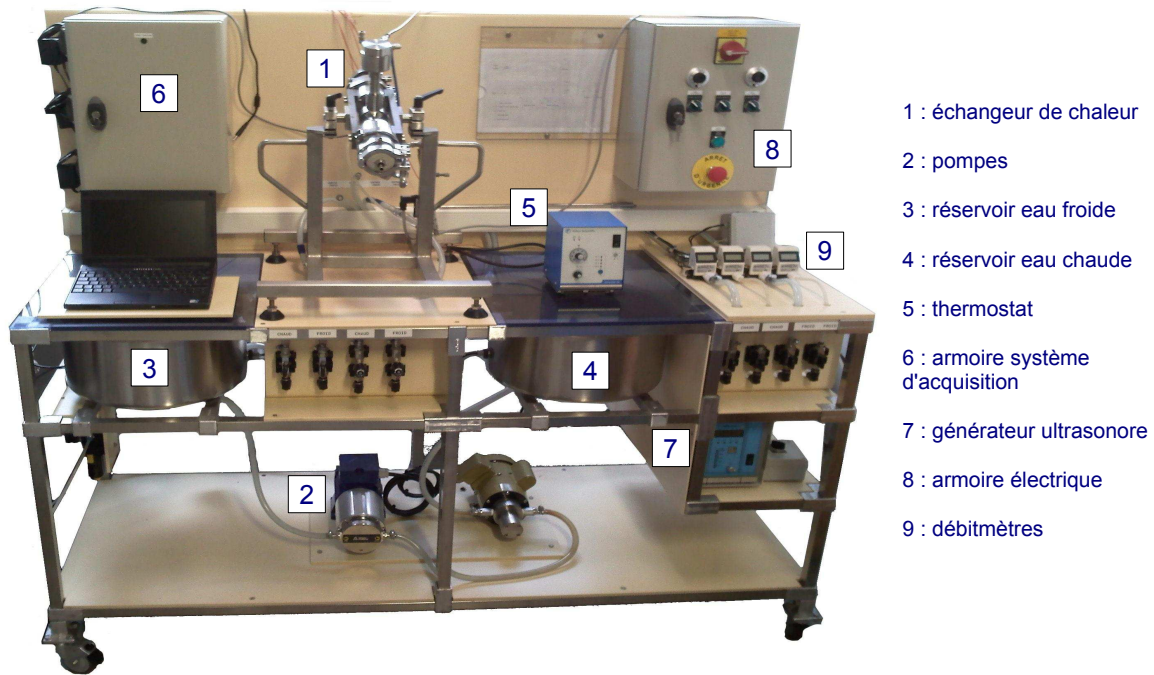


Figure 27 : photographie du banc d'essais mobile

Le coffret électrique (8) contient les variateurs de fréquence contrôlant les vitesses de rotation des pompes pour ajuster les débits. Il renferme aussi plusieurs interrupteurs de sécurité ainsi que divers circuits électriques alimentant par exemple les électrovannes. Le générateur ultrasonore (7) et certains composants du système d'acquisition installés dans l'armoire (6) n'ont pas été représentés dans la Figure 26, ces éléments étant décrits par ailleurs.

La Figure 28 montre 3 photographies plus précises de certains éléments du banc expérimental : en (a), l'armoire contenant le matériel d'acquisition détaillé dans la section suivante (modules ADAM), en (b), le coffret électrique ainsi que les débitmètres placés au-dessous de celui-ci et en (c), les deux pompes à engrenage pour la circulation des fluides.

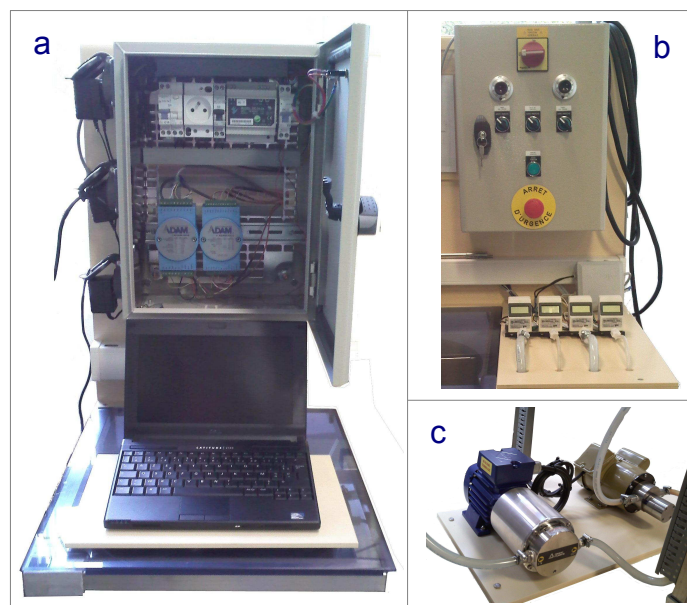


Figure 28 : détails du banc d'essais

Sur la photographie (a) à gauche sont branchées les alimentations électriques des débitmètres, celle des modules ADAM pour le système d'acquisition ainsi que celle de l'ordinateur. Sur l'armoire photographiée en (b), on distingue les interrupteurs (généraux, des pompes et du thermostat) ainsi que les potentiomètres pour régler les vitesses de rotation des pompes par l'intermédiaire des variateurs de fréquence.

Ce banc d'essais a donc été conçu pour être mobile, comme illustré dans cette section. Seuls un raccordement électrique général, une arrivée d'eau froide et une arrivée d'air comprimé sont nécessaires pour le fonctionnement de l'ensemble.

## II.3 - Système d'acquisition

### *II.3.1 . Appareils de mesure*

Deux types de données sont enregistrées et traitées par le système d'acquisition : des températures et des débits. Il y a au total 4 débitmètres et 6 sondes de température. Connaissant ces valeurs instantanément, il est possible de calculer en temps réel de nombreuses grandeurs utiles à l'interprétation : par exemple les différences de température, les flux échangés ou encore le coefficient global d'échange.

#### *II.3.1.1 Débitmètres*

Des débitmètres à turbine, modèles MacMillan S111, sont utilisés. Une vue détaillée d'un de ces éléments est proposée en Figure 29. Les débitmètres à turbine convertissent le mouvement de rotation d'une turbine placée dans l'axe du courant en un signal électrique d'intensité proportionnelle.



*Figure 29 : débitmètre MacMillan S111 utilisé*

Ces débitmètres sont alimentés en 12,8 VDC. L'indication de débit est affichée directement et aussi transmise sous forme de différence de potentiel électrique entre deux câbles, reliés au système d'acquisition. Cette différence de potentiel, entre 0 et 10 V, est directement proportionnelle au débit (par exemple entre 0 et 1 L/min).

### II.3.1.2 Sondes de température

Les sondes de température utilisées sont des RTD Pt100 classe B, 3 fils,  $\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Leur principe de fonctionnement est basé sur la mesure de la valeur d'une résistance de platine située à l'extrémité de la sonde. Cette résistance change proportionnellement à la température du milieu dans lequel elle est placée : elle vaut  $100\text{ }\Omega$  à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $138,5\text{ }\Omega$  à  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Un point important est l'installation de ces sondes aux entrées/sorties de l'échangeur, effectué comme illustré par la Figure 30.

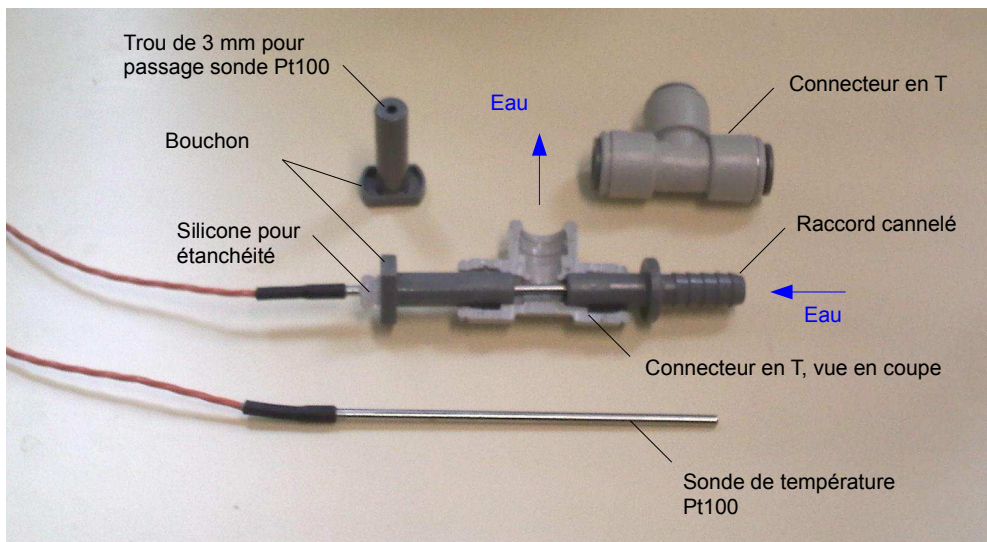


Figure 30 : mise en place des sondes Pt100

Tout d'abord, la sonde est insérée dans un bouchon acétal dans lequel un trou de 3 mm de diamètre a été percé (exactement le diamètre de la sonde). La longueur de sonde dépassant du bouchon et plongée dans le liquide doit être de plus de 5 cm pour garantir une mesure précise. La position de la sonde peut ensuite être scellée avec un joint silicone. Le bouchon contenant la sonde est finalement inséré dans un connecteur en T, dans la direction opposée au courant de fluide (par exemple dans la vue en coupe de la Figure 30, l'eau arriverait par la droite et repartirait par le haut).

### II.3.2 . Instrumentation pour l'acquisition

Afin de compléter la description du système d'acquisition dans son ensemble, il reste à décrire les éléments assurant la conversion et la transmission de données entre les appareils de mesure et l'ordinateur. Ce sont des modules ADAM, développés par la société Advantech, qui ont été choisis pour assurer cette fonction. Le descriptif du système d'acquisition global est présenté en Figure 31.

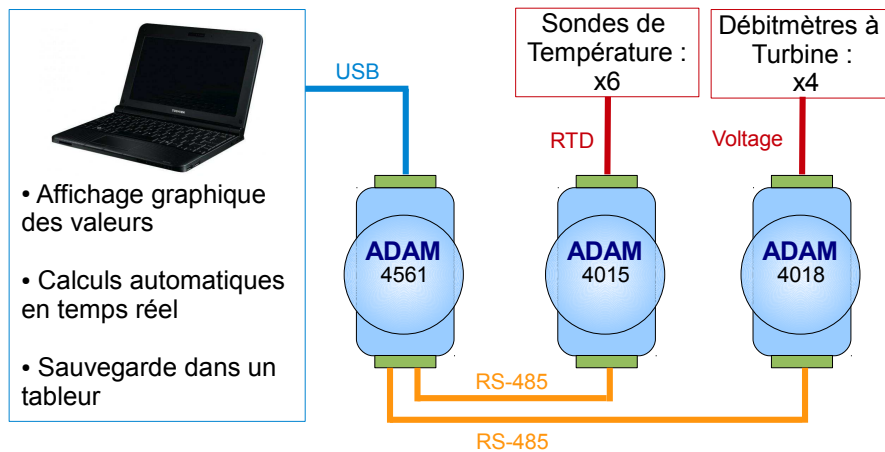


Figure 31 : système d'acquisition

Le premier module, qui acquiert les différences de potentiel mesurées en sortie des débitmètres, est un modèle 4018. Il relève des tensions entre 0 et 5 V, impliquant la mise en place d'un pont diviseur entre les débitmètres et le module (la tension en sortie des débitmètres étant comprise entre 0 et 10 V). Le second module est un modèle 4015, auxquels sont directement connectés les 3 fils de chaque sonde Pt100. Ces deux premiers modules communiquent avec un troisième, modèle 4561, qui convertit les signaux RS-485 reçus des deux modules précédents en format de données pouvant être directement transmises à l'ordinateur via un port USB. Une macro VBA permet ensuite le stockage et le traitement de ces données dans un tableur.

### II.3.3 . Programme d'acquisition, macro VBA et tableur

La macro VBA fonctionne suivant le modèle simplifié décrit par la Figure 32.

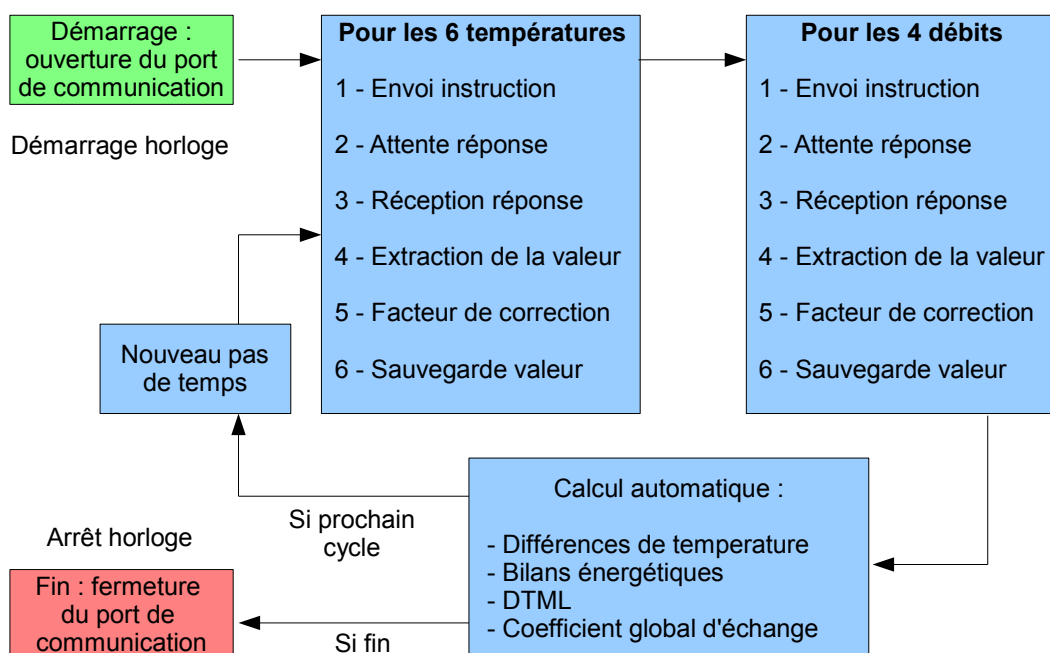


Figure 32 : fonctionnement simplifié de la macro VBA

Une instruction manuelle démarre le processus d'acquisition et l'horloge. Le nombre et la durée des intervalles de temps entre chaque acquisition est lu et utilisé tout au long du fonctionnement. Pendant chaque intervalle, les 6 températures et les 4 débits sont lus et enregistrés selon les 6 étapes décrites par la Figure 32. Le programme calcule ensuite presque instantanément toutes les grandeurs usuelles nécessaires à l'interprétation (différences de température, flux transférés, etc.). La fin du processus peut être soit due à l'arrivée au dernier pas de temps, soit commandée par une nouvelle instruction manuelle. L'horloge est alors stoppée. Il est important de noter que des temps d'attente, de l'ordre de quelques millisecondes, sont nécessaires afin de garantir une transmission complète des données entre chaque étape. Une capture d'écran de la page principale contenant certaines informations supplémentaires relatives au système d'acquisition est présentée en Annexe 1.

## II.4 - Calibration des appareils de mesure

### II.4.1 . Débitmètres

Il est nécessaire d'introduire dans le logiciel d'acquisition des facteurs correctifs qui vont être appliqués à la valeur transmise par le débitmètre au système d'acquisition. En effet, la valeur de débit affichée sur le débitmètre (débit supposé réel) ne correspond pas tout à fait à celle enregistrée par le logiciel. Il faut donc corriger la valeur reçue avant son utilisation pour les calculs.

Le schéma présenté par la Figure 33 est utilisé pour l'étalonnage des débitmètres. Ils sont disposés en série afin d'être étalonnés deux par deux selon leur gamme de mesure, à l'aide des quatre vannes placées juste avant. En d'autres termes, soit les vannes V1 et V1' sont ouvertes (les vannes V2 et V2' fermées) pour l'étalonnage des débitmètres D1 et D1' ; soit les vannes V2 et V2' sont ouvertes (et les vannes V1 et V1' fermées) pour l'étalonnage des débitmètres D2 et D2'. La pompe située en aval du réservoir assure la circulation d'un débit d'eau identique dans les deux débitmètres choisis, car ils sont alors en série.

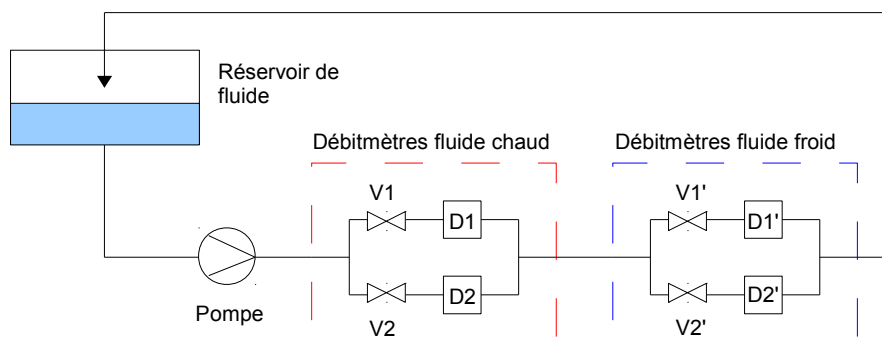


Figure 33 : configuration utilisée pour l'étalonnage des débitmètres

Ce circuit hydraulique est réalisé en branchant l'entrée d'eau chaude de l'échangeur sur l'entrée dans les débitmètres côté froid. La sortie des débitmètres pour l'eau froide (c'est-à-dire l'entrée d'eau froide de l'échangeur) est raccordée à la sortie eau chaude de l'échangeur pour assurer le retour de l'eau au réservoir et donc boucler le circuit.

Pour les débitmètres de la gamme 1,0-5,0 L/min, la fréquence de rotation de la pompe est



réglée de telle sorte que les débits affichés soient proches du débit minimum de la gamme pour laquelle les débitmètres sont prévus (soit environ 1 L/min). L'acquisition peut être lancée dès que le régime est établi, c'est-à-dire quasi instantanément. Le logiciel enregistre environ 15 valeurs en 1 minute et calcule la moyenne ( $Q_{acq}$ ). La valeur moyenne affichée sur les débitmètres pendant cette même période est lue et sauvegardée ( $Q_{aff}$ ). Un premier facteur de correction est ensuite calculé par l'équation (13) pour chaque débitmètre :

$$FC_1 = \frac{Q_{aff}}{Q_{acq}} \quad (13)$$

Cette méthodologie est répétée pour deux autres valeurs de débits affichées : à 2.0 L/min (débit « moyen ») et 3,0 L/min (limite haute de fréquence de rotation de la pompe eau chaude, et non de la gamme de mesures du débitmètre). De la même façon, les deux nouveaux facteurs de correction correspondants ( $FC_2$  et  $FC_3$ ) sont calculés ainsi que la moyenne de ces trois facteurs, qui sera utilisée pour la correction réelle appliquée. La vérification sur toute la gamme de débits testés après application du facteur de correction donne une incertitude maximale de 2,3 % sur l'un des deux débitmètres (valeurs : 2,63 et 2,69 L/min).

Ce protocole est identique pour les débitmètres de la gamme 0,1-1,0 L/min, sauf qu'il est effectué pour 2 débits : à 0,25 et 0,75 L/min. La plus grande incertitude relevée est de 2.4% (valeurs : 0.763 et 0.745 L/min) après application du facteur correctif.

Les incertitudes données par les certificats de calibration des débitmètres sont toujours inférieures à 0,8 %, ce qui, additionné à l'incertitude maximale précédente, donne une incertitude globale maximale de 3,1 %. Cette valeur sera réutilisée dans les futurs calculs d'incertitudes sur les flux échangés, le coefficient global d'échange, ...

### ***II.4.2 . Sondes de température***

Les valeurs relevées par le système d'acquisition lorsque les 6 sondes Pt100 sont placées dans un milieu dont la température est homogène ne sont pas tout à fait égales. Il est donc nécessaire d'employer un facteur de correction tout comme pour les débitmètres. Celui-ci sera un terme ajouté, après acquisition, à la température donnée par chaque sonde afin de gagner en précision lors de mesures ultérieures. Tout comme les débitmètres, les sondes Pt100 sont intrinsèquement très précises, mais la calibration peut tout de même aider à améliorer la qualité des mesures.

Pour ce faire, les sondes sont placées dans un bain d'eau dont la température est homogène et contrôlée (voir schéma de la Figure 34). Elles sont placées le plus proche possible les unes des autres de manière à ce que les écarts de température dans le fluide autour soient négligeables. Le système d'acquisition va enregistrer les valeurs de température au cours du temps sans facteur de correction.

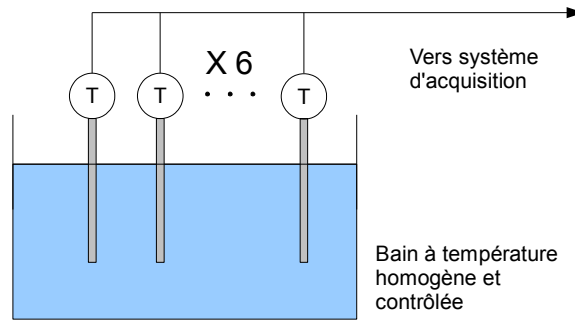


Figure 34 : configuration pour l'étalonnage des sondes de température

Dans un premier temps, la température du bain est fixée à 15°C. L'acquisition est lancée pendant une minute environ (soit 15 mesures). Ensuite, la température moyenne donnée par chaque sonde est calculée (de  $T_{m_1}$  à  $T_{m_6}$ ) puis, la moyenne de ces valeurs ( $T_M$ ) est elle aussi calculée. Le facteur de correction est défini par l'équation (14) :

$$FC_x = T_M - T_{m_n} \quad (14)$$

Ce protocole est répété une fois à cette température après avoir déplacé très légèrement les sondes, puis deux fois à une température de 40°C. Finalement, le facteur de correction moyen entre ces quatre séries d'expériences est calculé pour chaque sonde. Il est ensuite pris en compte dans le programme de manière à être additionné à la valeur relevée avant son enregistrement et son utilisation pour les calculs.

Pour finir, une vérification est faite : la plus grande différence de température relevée entre deux des six sondes plongées dans le bain à température constante est de 0,03 K après application des facteurs de correction.

Toutefois, il est possible que la valeur mesurée ne soit pas exacte. Cela a peu d'importance puisque ce sont des différences de températures qui sont utilisées. Il est donc bien plus important que les sondes affichent la même température en même temps et au même endroit afin de gagner en précision, même s'il ne s'agit pas forcément de la valeur réelle.

## Conclusion

Ce chapitre retrace la conception de l'échangeur de chaleur assisté par ultrasons, de son banc d'essais dédié ainsi que du système d'acquisition intégré. Les choix effectués pendant les phases de design et de mise en œuvre sont expliqués en s'appuyant sur l'expérience acquise grâce aux précédents prototypes.

L'échangeur de chaleur est construit sur la base du Sonitube<sup>®</sup>, dont une présentation exhaustive est faite en premier lieu. Ce système a été adapté afin d'en faire une structure d'échangeur vibrante tel qu'illustré par les schémas simplifiés et les photographies présentées. Les différentes étapes de préconception et de réflexions sur les éléments essentiels au banc d'essais sont rappelées dans un bref historique, avant de présenter le nouveau banc expérimental conçu spécifiquement pour un fonctionnement optimisé de cet échangeur. Les appareils de mesure, sondes Pt100 et débitmètres, sont ensuite abordés. Leur intégration à la fois sur le banc d'essais et dans le système d'acquisition est décrite. Une macro VBA et un tableur sont chargés d'acquérir et de traiter les valeurs, transmises par les appareils de mesure par l'intermédiaire d'un ensemble de modules adaptés. Des méthodes de calibration des sondes de température et des débitmètres sont nécessaires afin d'améliorer encore leur précision. Ces méthodes et les résultats obtenus sont présentés en dernière partie de ce chapitre.



---

### III ) Méthodes d'analyse des performances de l'échangeur vibrant : application à quatre configurations hydrauliques dans une géométrie fixe

## Introduction

Ce chapitre propose une présentation détaillée des méthodes utilisées dans le but d'évaluer les performances thermiques de l'échangeur, en présence et en l'absence d'ultrasons. La première méthode présentée repose sur l'observation de l'évolution des températures au cours du temps aux entrées/sorties de l'échangeur, directement possible à partir du logiciel d'acquisition. Les tendances analysées permettent de constater qualitativement les améliorations. Puis, d'après les valeurs de températures relevées en régime établi, il est possible de calculer des bilans énergétiques afin de quantifier ces améliorations. Cette seconde étape est aussi effectuée presque entièrement par le logiciel d'acquisition.

Les méthodes suivantes consistent à étudier plus en détail les évolutions des températures. Pour cela, plusieurs profils de température sont tracés, avec et sans ultrasons pour une configuration donnée. L'observation des tendances illustrées par ces profils ainsi que de l'évolution de la DTML apportent des renseignements complémentaires importants. Enfin, deux méthodes utilisant des paramètres adimensionnels sont présentées. L'une consiste à comparer les coefficients globaux d'échange, ce qui donne lieu à de nouvelles interprétations reposant sur les différentes résistances thermiques. L'autre consiste à définir un indicateur de performance basé sur les bilans énergétiques.

Toujours en utilisant l'eau comme fluide de travail, une seule géométrie d'échangeur a été conservée tout au long de ce chapitre. Il s'agit de l'échangeur fonctionnant avec un tube central en acier, de diamètre intérieur 5 mm et de diamètre extérieur 6 mm. L'échangeur peut fonctionner à co-courant, contre-courant, avec le fluide chaud ou le fluide froid circulant dans l'espace annulaire. Il y a donc quatre configurations possibles. Chaque méthode est illustrée par des valeurs expérimentales, obtenues et proposées pour au moins une de ces quatre configurations, précisée(s) au préalable.

### III.1 - Observations et calculs directs par le logiciel d'acquisition

#### *III.1.1 . Évolution des températures au cours du temps*

La toute première méthode permettant de constater visuellement l'effet des ultrasons sur les performances thermiques consiste simplement à suivre l'évolution des températures des fluides aux entrées/sorties de l'échangeur au cours du temps, sans et avec ultrasons. Cela est rendu directement possible grâce au graphique tracé en temps réel par le logiciel d'acquisition (voir aussi Annexe 1). Dans l'exemple suivant, l'échangeur fonctionne à co-courant et le fluide froid circule dans l'espace annulaire. Les débits sont fixés arbitrairement à 0,5 L/min pour l'eau froide et à 1,6 L/min pour l'eau chaude. L'acquisition est lancée alors que le régime est établi, sans ultrasons. Le générateur ultrasonore est démarré après 40 s d'acquisition, puis stoppé après 135 s. La Figure 35 montre l'évolution des quatre températures aux entrées/sorties de l'échangeur tout au long de cette série de mesures.

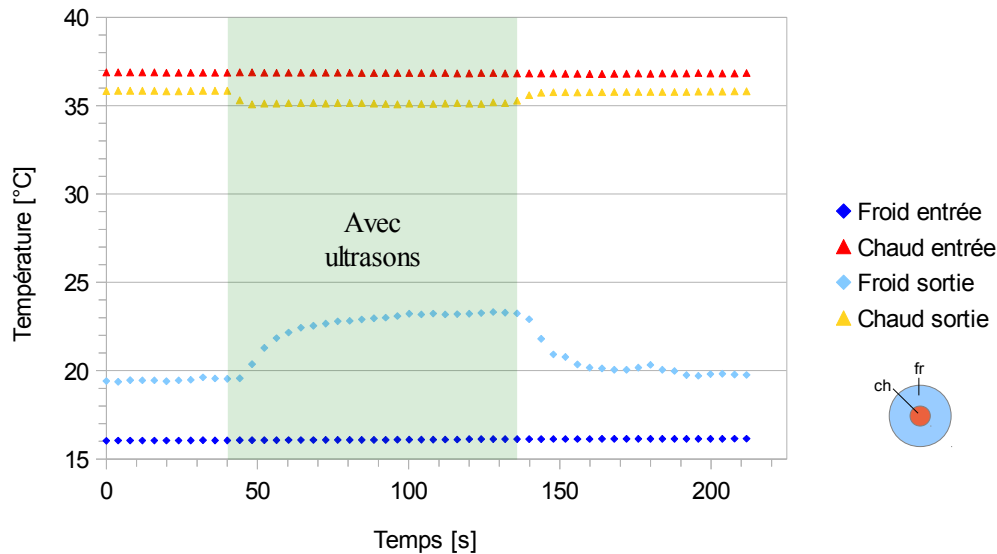


Figure 35 : évolution des températures aux extrémités de l'échangeur au cours du temps, débit eau froide dans l'espace annulaire 0.5 L/min, débit eau chaude 1.6 L/min, co-courant

De 0 à 40 s, on constate que les valeurs des températures n'évoluent pas. Cela s'explique par le régime établi : s'il n'y a pas de perturbation extérieure (modification des débits, des températures d'entrées des fluides, des conditions extérieures, ...), le fonctionnement de l'échangeur reste inchangé. À partir de 40 s, les ultrasons sont délivrés. Il y a alors deux constatations importantes à faire :

- Les températures des fluides aux entrées ne sont pas modifiées. En conséquence, les ultrasons ne semblent ni perturber les mesures de température, ni avoir un effet thermique apparent sur le fluide en amont de l'échangeur.
- Par contre, les températures des fluides en sortie sont modifiées. Le fluide froid est davantage réchauffé et le fluide chaud davantage refroidi. Étant donnée la stabilité des températures des fluides aux entrées, cela illustre clairement une modification des transferts thermiques qui doit être analysée.

Il serait possible que la puissance ultrasonore soit dissipée dans l'un, l'autre, ou les deux fluides. Dans ce cas, leurs températures respectives seraient augmentées aux sorties de l'échangeur. Hors, une diminution de la température du fluide chaud en sortie a lieu dans cet exemple. Cela implique par conséquent une amélioration du transfert thermique, puisque ce fluide est davantage refroidi. En présence d'ultrasons, on constate que l'augmentation de température du fluide froid en sortie est plus importante que la diminution de température du fluide chaud en sortie. Cela s'explique principalement par deux raisons dans cet exemple :

- La puissance ultrasonore est très majoritairement dissipée dans le fluide circulant dans l'espace annulaire car il est en contact direct avec la structure vibrante. Cette puissance dissipée contribue toujours à l'augmentation de la température du fluide. De plus, la structure vibrante va elle-même s'échauffer légèrement et ainsi réchauffer davantage le fluide. Dans le cas présent, c'est donc le fluide froid qui va recevoir cette énergie supplémentaire, d'où l'augmentation plus importante de sa température en sortie.
- Le débit du fluide froid est plus faible que celui du fluide chaud. Ainsi, d'après l'équation (2), la différence de température nécessaire pour transférer la même quantité d'énergie sera plus importante.

À partir de 135 s, lorsque le générateur ultrasonore est de nouveau éteint, les températures des fluides aux sorties regagnent progressivement leurs valeurs initiales sans ultrasons, puis se stabilisent de nouveau.

Grâce aux valeurs de température et de débits qui peuvent être relevées et moyennées sur un intervalle de temps pendant lequel le régime est établi, il est alors possible d'établir les bilans énergétiques correspondants. Ces bilans sont réalisés en présence et en l'absence d'ultrasons fin de quantifier les améliorations. La méthodologie employée est décrite par la suite.

### III.1.2. Bilans énergétiques

#### III.1.2.1 Système et grandeurs

Dans un premier temps, il est nécessaire de définir le système étudié, sa frontière et les différentes grandeurs intervenant dans les bilans. Le schéma de la Figure 36 récapitule ces différents éléments. Il faut aussi préciser que chaque grandeur mesurée et utilisée pour les calculs est stable et invariable au cours du temps, c'est-à-dire que l'échangeur fonctionne en régime établi.

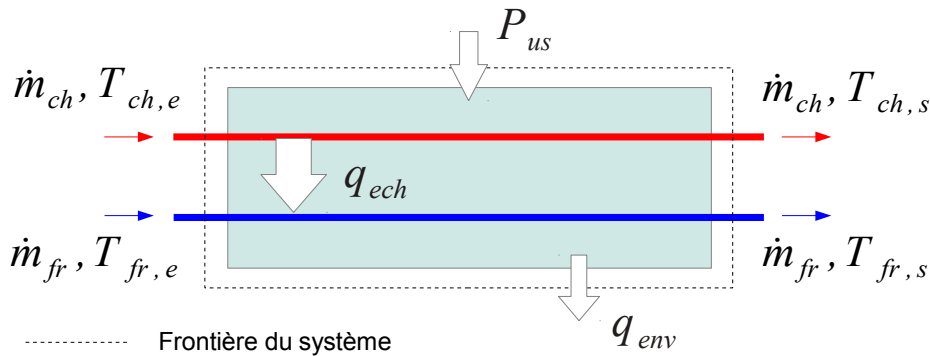


Figure 36 : définition du système et des grandeurs pour l'établissement du bilan énergétique

Il y a donc les deux débits massiques des fluides chaud et froid :  $\dot{m}_{ch}$  et  $\dot{m}_{fr}$  puis l'éventuelle puissance ultrasonore  $P_{us}$  et l'éventuel flux transféré à l'environnement  $q_{env}$ . Les conventions indiquées sur ce schéma indiquent que  $q_{env}$  est compté positif lorsqu'il sort du système, c'est-à-dire lorsqu'il y a des pertes thermiques. À l'inverse, cette grandeur sera négative lorsqu'un transfert thermique aura lieu de l'environnement vers l'échangeur (par exemple réchauffant le fluide froid circulant dans l'espace annulaire). La puissance transmise par le fluide chaud et celle reçue par le fluide froid sont calculées à l'aide des différences d'enthalpies des fluides entre les entrées et les sorties, elles-mêmes calculées grâce aux chaleurs spécifiques moyennes et aux différences de température entre les entrées et les sorties (voir équations (1) et (2)).

#### III.1.2.2 Présentation sous forme d'histogrammes

Il est très commode de présenter les bilans énergétiques sous forme d'histogrammes associés aux équations pour une première approche. Tout d'abord, en l'absence d'ultrasons et dans le cas d'un

échangeur supposé adiabatique, le bilan énergétique correspond simplement à l'égalité des flux chaud et froid, tel que décrit précédemment par l'équation (3). Cependant, l'échangeur étudié n'est jamais parfaitement adiabatique, il y a donc un terme supplémentaire :  $q_{env}$ , donnant lieu à l'équation (15) :

$$q_{ch} = q_{fr} + q_{env} \quad (15)$$

Le terme  $q_{env}$  est dans la plupart des cas négligeable, c'est-à-dire inférieur à 10 % de la puissance échangée. L'équation (15) peut donc être représentée graphiquement par le schéma en Figure 37.

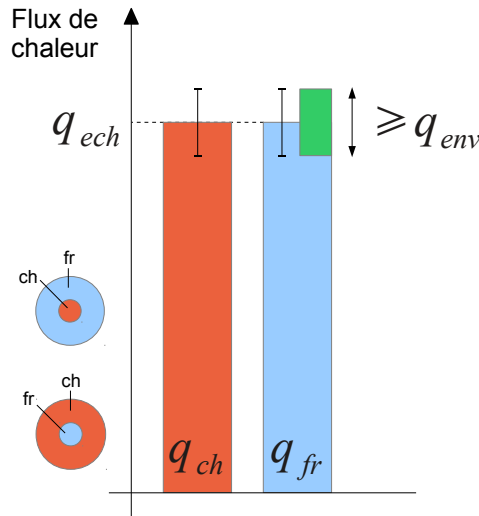


Figure 37 : bilan énergétique sans ultrasons, représentation sous forme d'histogramme

Sur ce schéma, les deux barres correspondant aux flux chaud et froid sont au même niveau (à hauteur de  $q_{ech}$ ), excepté si le terme  $q_{env}$  est présent. Si cela est le cas, l'un des deux flux sera légèrement supérieur ou inférieur à l'autre et cette différence sera donc expliquée par un échange avec l'environnement (représenté par les deux barres de cotation et la barre verte). Ce schéma est valable quelle que soit la configuration hydraulique (fluide chaud ou froid dans l'espace annulaire).

Il faut à présent s'intéresser au bilan énergétique en présence d'ultrasons. Comme décrit par la Figure 36, la puissance ultrasonore est comptée positive dans le sens entrant dans le système. Le bilan énergétique complet s'écrit alors selon l'équation (16) :

$$q_{ch\_us} + P_{us} = q_{fr\_us} + q_{env\_us} \quad (16)$$

Cette équation peut être représentée graphiquement tel que schématisé par la Figure 38. Deux graphiques sont nécessaires pour plus de précision sur les notations selon que le fluide froid (graphique de gauche) ou le fluide chaud (graphique de droite) circule dans l'espace annulaire.

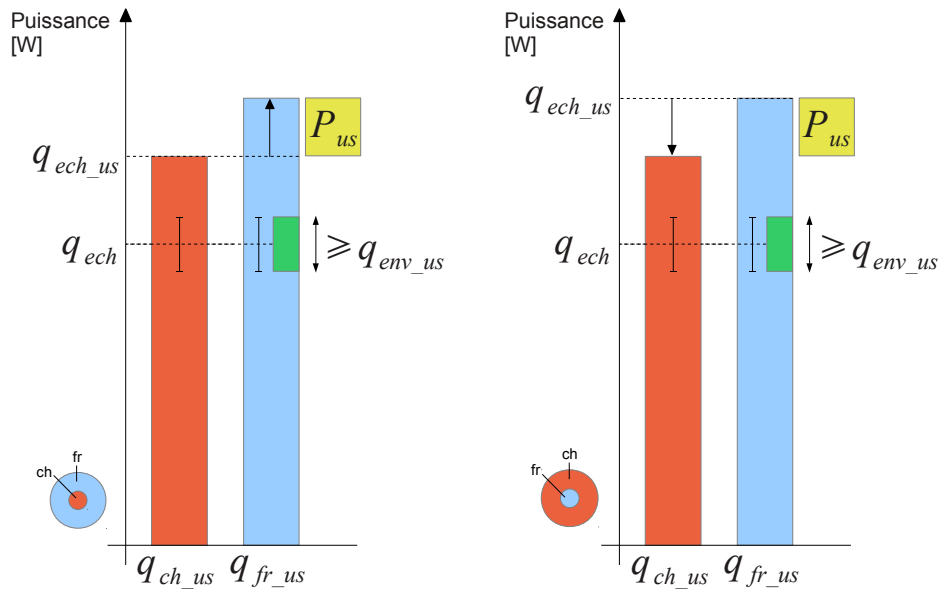


Figure 38 : bilan énergétique avec ultrasons, représentation sous forme d'histogramme

Trois constatations importantes peuvent être faites à la lecture de ces graphiques :

- Par rapport à la Figure 37, il est tout d'abord notable que les flux ont été augmentés. Par contre, en présence d'ultrasons, ils ne sont plus égaux ( $q_{ch\_us}$  et  $q_{fr\_us}$ ).
- Cette inégalité est due au fait que la puissance ultrasonore est dissipée dans un des deux fluides en majorité : celui circulant dans l'espace annulaire. Sur le graphique de gauche, il s'agit du fluide froid, d'où l'augmentation de la taille de la barre bleue. Sur le graphique de droite, il s'agit du fluide chaud, d'où cette fois-ci, la diminution de taille de la barre rouge. En effet, la puissance ultrasonore contribue toujours à l'élévation de la température du fluide dans lequel elle est dissipée. S'il s'agit du fluide chaud, celui-ci sera donc moins froid en sortie d'échangeur. La différence de température entre l'entrée et la sortie sera ainsi diminuée, donc le flux transféré apparaît plus faible lors du calcul.
- Les deux graphiques sont donc les mêmes quelle que soit la configuration. Le seul paramètre changeant est la puissance considérée comme échangée en présence d'ultrasons  $q_{ech\_us}$ . **Par convention, celle-ci sera toujours prise égale à la puissance cédée ou reçue par le fluide n'étant pas directement soumis à la dissipation de la puissance ultrasonore** (le fluide circulant dans le tube central dans ce cas). La justification de ce choix est la suivante : dans l'hypothèse où le fluide chaud circule dans l'espace annulaire, où le flux échangé est très faible (par exemple à faible débit), il peut arriver que la puissance ultrasonore soit presque égale ou même supérieure au flux échangé sans ultrasons ( $P_{us} \geq q_{ech}$ ). Dans ce cas, le flux cédé par le fluide chaud en présence d'ultrasons peut être trouvé par le calcul très proche de 0 ou même négatif ( $q_{ch\_us} \leq 0$ ), ce qui ne tient pas compte de la réalité physique (car le fluide froid est quand même réchauffé) mais surtout rend les calculs suivants erronés.

### III.1.2.3 Estimation de la puissance ultrasonore

Pour le calcul du bilan énergétique avec ultrasons, la puissance ultrasonore est un terme non connu et non calculable directement. Avant d'effectuer les tests d'intensification des performances

en présence d'ultrasons, une série d'expérimentations préliminaires est donc nécessaire afin d'estimer cette puissance délivrée au système. On procède pour cela à des mesures calorimétriques, qui seront utiles pour compléter et vérifier les bilans énergétiques en présence d'ultrasons.

Le débit de fluide dans le tube central est fixé à 0 L/min (le tube peut aussi être complètement vide) et seul le fluide dans l'espace annulaire circule. En faisant l'hypothèse que toute la puissance ultrasonore est transmise et dissipée dans ce fluide, il est alors possible d'estimer au préalable cette puissance à l'aide des équations (1) ou (2). Les résultats des mesures calorimétriques ne sont pas présentés dans ce chapitre car la méthode repose sur le principe des bilans énergétiques dont les exemples sont présentés ci-dessous. Cependant, les résultats des mesures calorimétriques seront détaillés et analysés au chapitre suivant.

Il est important de préciser que ces calculs donnent juste une estimation de la puissance, qui peut être parfois différente lors des tests expérimentaux. Cependant, sauf cas rare (par exemple, modification importante des températures des fluides ou géométrie du tube central particulière), la puissance ultrasonore calculée dans ces conditions permet de compléter les bilans énergétiques avec une très bonne précision.

### III.1.2.4 Exemples de bilans énergétiques

Le Tableau 2 propose des extraits de bilans énergétiques sans et avec ultrasons dans une configuration à contre-courant avec le fluide froid circulant dans l'espace annulaire. Les débits d'eau chaude dans le tube central sont de 0,4 ; 1,0 ; et 2,0 L/min (nombres de Reynolds 2000, 5000 et 10000) tandis que les débits d'eau froide dans l'espace annulaire sont de 0,4 ; 1,0 ; 1,6 ; 2,0 et 2,5 L/min (nombres de Reynolds compris entre 350 et 2400). Les gammes de débits ont été choisies en fonction des capacités des pompes de circulation.

Débit eau chaude	Débit eau froide	Sans ultrasons		Avec ultrasons		Puissance ultrasonore
		Puissance transmise au fluide froid	Puissance cédée par le fluide chaud	Puissance transmise au fluide froid	Puissance cédée par le fluide chaud	
L/min	L/min	W	W	W	W	W
0.4	0.4	80	74	199	111	84
	1.0	97	101	203	115	86
	1.6	116	119	230	148	80
	2.0	126	124	237	151	81
	2.5	146	137	211	140	77
1.0	0.4	142	131	311	207	84
	1.0	178	178	376	268	86
	1.6	213	212	392	284	80
	2.0	243	234	378	280	81
	2.5	249	234	413	301	77
2.0	0.4	160	170	329	241	84
	1.0	238	237	411	321	86
	1.6	278	289	440	341	80
	2.0	311	313	477	372	81
	2.5	363	334	479	371	77

Tableau 2 : extraits de bilans énergétiques à contre-courant, fluide froid circulant dans l'espace annulaire, sans et avec ultrasons

Il serait possible pour chaque ligne de ce tableau de construire les deux histogrammes correspondant aux Figures 37 et 38. Par exemple, en prenant la dernière ligne de ce tableau (chiffres

en gras, à 2,0 L/min pour le fluide chaud et à 2,5 L/min pour le fluide froid :

- sans ultrasons :  $q_{ch}=q_{fr}+q_{env}$ , soit  $334=363-29$ , l'échangeur reçoit 29 W de l'environnement ( $< 10\%$   $q_{ech}=334$ ), réchauffant le fluide froid (peut être aussi dû en partie à des incertitudes de mesure).
- avec ultrasons :  $q_{ch\_us}+P_{us}=q_{fr\_us}+q_{env\_us}$ , soit  $371+77=479-31$ , l'échangeur reçoit 31 W de l'environnement, ce qui est là aussi négligeable par rapport à  $q_{ech\_us}$  (ici  $q_{ech\_us}=q_{ch\_us}$ ). Par contre, en présence d'ultrasons, on ne peut pas être totalement sûr qu'il s'agisse uniquement d'un transfert thermique depuis l'environnement. Il se peut aussi que la puissance ultrasonore transmise et dissipée ait légèrement changé par rapport aux mesures calorimétriques.

Pour le Tableau 2, des interprétations similaires à celles effectuées lors de la présentation des bilans énergétiques sont donc possibles, à savoir :

- quasi-égalité des flux sans ultrasons, c'est-à-dire une puissance échangée avec l'environnement négligeable.
- augmentation des flux échangés en présence d'ultrasons, particulièrement pour le fluide froid qui reçoit en plus la dissipation de la puissance ultrasonore
- une puissance ultrasonore supposée constante pour un débit d'eau froide donné, estimée à partir de calorimétries non présentées ici. Cette valeur sert à compléter le bilan énergétique en présence d'ultrasons. Comme illustré par l'exemple détaillé, elle fluctue probablement légèrement et n'est par conséquent pas tout à fait égale à chaque fois à la puissance indiquée dans le tableau. Cependant, les bilans énergétiques étant « équilibrés » (puissance transmise à l'environnement toujours inférieure à 10 % de la puissance échangée en présence d'ultrasons), on peut considérer cette valeur comme une très bonne approximation.

Le Tableau 3 propose une série de résultats similaires mais pour une configuration où le fluide chaud circule dans l'espace annulaire.

Débit eau froide	Débit eau chaude	Sans ultrasons		Avec ultrasons		Puissance ultrasonore
		Puissance transmise au fluide froid	Puissance cédée par le fluide chaud	Puissance transmise au fluide froid	Puissance cédée par le fluide chaud	
L/min	L/min	W	W	W	W	W
0.4	0.4	84	80	146	46	118
	1.0	108	112	160	54	122
	1.6	114	115	164	56	115
	2.0	112	117	170	59	112
	2.5	116	115	175	61	111
1.0	0.4	109	107	220	143	118
	1.0	141	152	253	168	122
	1.6	165	177	271	180	115
	2.0	178	188	283	188	112
	2.5	196	205	295	199	111
2.0	0.4	140	138	298	210	118
	1.0	189	201	355	270	122
	1.6	227	230	385	286	115
	2.0	253	257	401	303	112
	<b>2.5</b>	<b>280</b>	<b>278</b>	<b>420</b>	<b>320</b>	<b>111</b>

Tableau 3 : extraits de bilans énergétiques à contre-courant, fluide chaud circulant dans l'espace annulaire, sans et avec ultrasons



Tout comme pour le Tableau 2, il serait possible de dessiner deux histogrammes pour chaque ligne. Par exemple, en prenant encore la dernière ligne du tableau (chiffres en gras), les bilans énergétiques donnent :

- sans ultrasons :  $q_{ch} = q_{fr} + q_{env}$ , soit  $278 = 280 - 2$ . Une puissance de seulement 2 W est transférée depuis l'environnement, ce qui signifie que les deux barres de l'histogramme correspondant seraient presque au même niveau. Le fluide chaud étant dans l'espace annulaire, il n'est pas rare dans ce tableau que  $q_{env}$  soit trouvé positif, c'est-à-dire dans le sens de pertes thermiques.
- Avec ultrasons :  $q_{ch\_us} + P_{us} = q_{fr\_us} + q_{env\_us}$ , soit  $320 + 111 = 420 + 11$ . Ici encore, le bilan énergétique est « équilibré », ce qui signifie que la puissance ultrasonore a été correctement estimée, que les mesures sont précises et que l'échangeur est bien isolé thermiquement.

Il est notable que la puissance ultrasonore est toujours plus élevée que pour les exemples du Tableau 2. Des explications possibles à ce constat seront données dans la section concernant les mesures calorimétriques (Figure 53 au chapitre 4). La différence principale entre les Tableaux 2 et 3 vient du fait que dans les exemples du Tableau 3, la puissance ultrasonore est dissipée dans le fluide chaud majoritairement. C'est pourquoi la puissance cédée par le fluide chaud apparaît plus faible en présence d'ultrasons que celle reçue par le fluide froid (la température du fluide chaud en sortie étant augmentée). Ceci est particulièrement bien illustré lorsque le débit d'eau froide est faible (5 premières lignes du tableau, à 0,4 L/min), la puissance cédée par le fluide chaud en présence d'ultrasons apparaît alors également très faible. Cela est physiquement faux, car le fluide froid est bel et bien réchauffé. L'explication vient du fait que la valeur de  $q_{ch}$  est en réalité assez proche de celle de la puissance ultrasonore dissipée, ce qui compense les différences de température et fait apparaître  $q_{ch\_us}$  calculé faible. Cette explication peut être mieux illustrée grâce à l'observation des températures et aux tracés des profils correspondants, tel que réalisé dans la section suivante.

## III.2 - Observation des températures

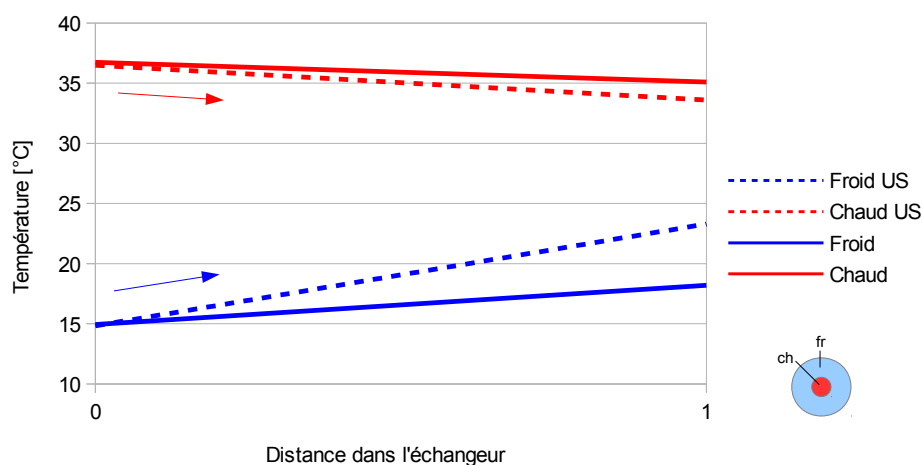
### III.2.1. Profils de température

À partir d'un graphique tel que celui présenté en Figure 35, il est possible de calculer des bilans énergétiques comme il a été détaillé précédemment. Une nouvelle méthode d'analyse qualitative cette fois, consiste à tracer les profils de température correspondants. Pour cela, il faut « fixer » deux instants lorsque le régime est établi (une fois sans et une fois avec ultrasons) et relever les quatre températures correspondantes. Deux profils de températures complets, sans et avec ultrasons, peuvent alors être tracés et comparés. Sur tous les profils de température présentés dans cette section, la distance dans l'échangeur est donnée sans unité de manière à pouvoir supposer l'évolution des températures linéaire et à simplifier les tracés en ne s'intéressant qu'aux modifications éventuelles des températures aux entrées/sorties de l'échangeur.

#### III.2.1.1 Fluide froid dans l'espace annulaire

La Figure 39 propose un premier profil de température pour une configuration à co-courant, eau froide dans l'espace annulaire à 0,4 L/min et eau chaude dans le tube central à 0,8 L/min, c'est-à-dire à des débits relativement faibles dans les gammes étudiées et permettant de bien

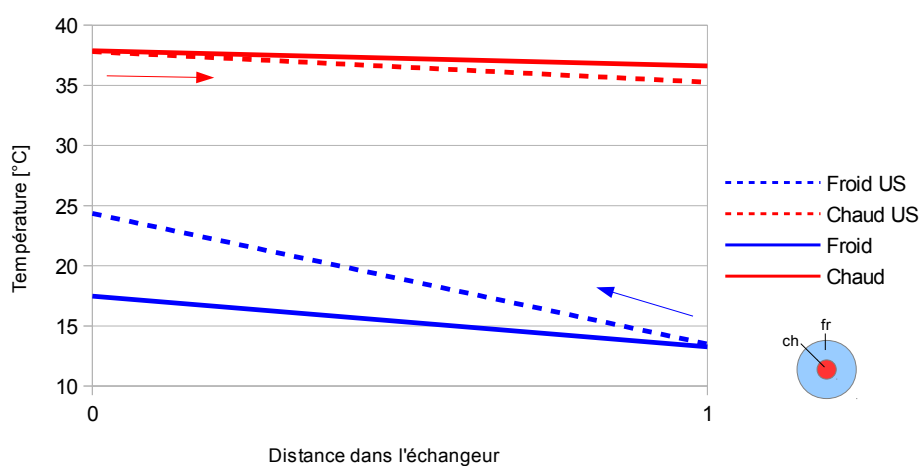
constater visuellement les écarts de température.



*Figure 39 : profils de température : froid 0,4 L/min ( $Re=380$ ), chaud 0,8 L/min ( $Re=3970$ )*

Tout comme pour la Figure 35, seules les températures aux sorties de l'échangeur sont modifiées par la présence d'ultrasons. La température du fluide froid est augmentée et celle du fluide chaud diminuée. L'augmentation de température du fluide froid est là aussi plus importante que la diminution de température du fluide chaud, exactement pour les mêmes raisons que précédemment (plus faible débit d'eau froide et dissipation de la puissance ultrasonore).

Ce raisonnement est tout aussi valable pour un fonctionnement à contre-courant, comme illustré par la Figure 40.



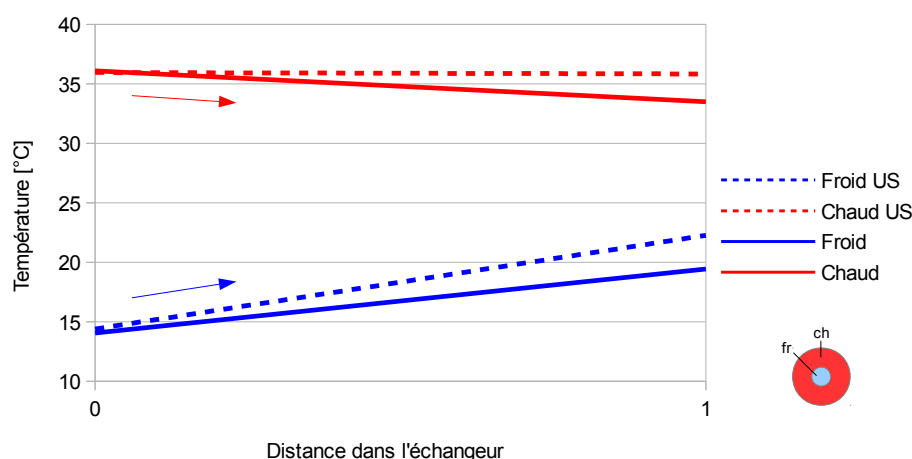
*Figure 40 : profils de température : froid 0,4 L/min ( $Re=380$ ), chaud 1,4 L/min ( $Re=6950$ )*

Les mêmes constatations sont possibles dans cette configuration : le changement des deux températures des fluides en sortie en présence d'ultrasons illustre une augmentation des transferts et la plus forte augmentation de température du fluide froid en sortie en présence d'ultrasons s'explique

par la dissipation de la puissance ultrasonore dans l'espace annulaire majoritairement et par le plus faible débit.

### III.2.1.2 *Fluide chaud dans l'espace annulaire*

Dans l'exemple suivant, l'échangeur fonctionne à co-courant, mais cette fois-ci avec l'eau chaude dans l'espace annulaire. La Figure 41 montre tout d'abord les deux profils de température avec et sans ultrasons à des débits relativement faibles.



*Figure 41 : profils de température : chaud 0,4 L/min ( $Re=380$ ), froid 0,2 L/min ( $Re=990$ )*

Dans cette configuration, on constate que les deux températures des fluides aux sorties sont augmentées par la présence d'ultrasons. Par simple observation de ce graphique seul, il serait donc difficile de conclure sur une éventuelle amélioration du transfert thermique. En effet, l'énergie ultrasonore pourrait très bien être dissipée à la fois dans l'espace annulaire et dans le tube central, contribuant à l'échauffement des deux fluides. Cependant, d'après les observations précédentes, on peut supposer que la dissipation de la puissance ultrasonore s'effectue toujours majoritairement dans le fluide circulant dans l'espace annulaire. L'augmentation de température du fluide froid en sortie est donc très probablement due à une amélioration du transfert thermique.

Par ailleurs, l'augmentation de température du fluide chaud en sortie signifie que la puissance ultrasonore dissipée est supérieure à l'éventuel gain de flux thermique transféré par le fluide chaud grâce aux ultrasons. Si cette température n'était pas modifiée, cela signifierait, toutes autres valeurs inchangées par ailleurs, que le flux transféré supplémentaire (en présence d'ultrasons) est exactement égal à la puissance ultrasonore dissipée dans le fluide chaud.

Afin de faire le lien avec les bilans énergétiques précédents, cet exemple est semblable aux 5 premières lignes du Tableau 3, où  $q_{ch} > q_{ch\_us}$ .

La Figure 42 propose deux nouveaux profils de température sans et avec ultrasons, mais cette fois-ci pour des débits plus élevés et dans une configuration à contre-courant.

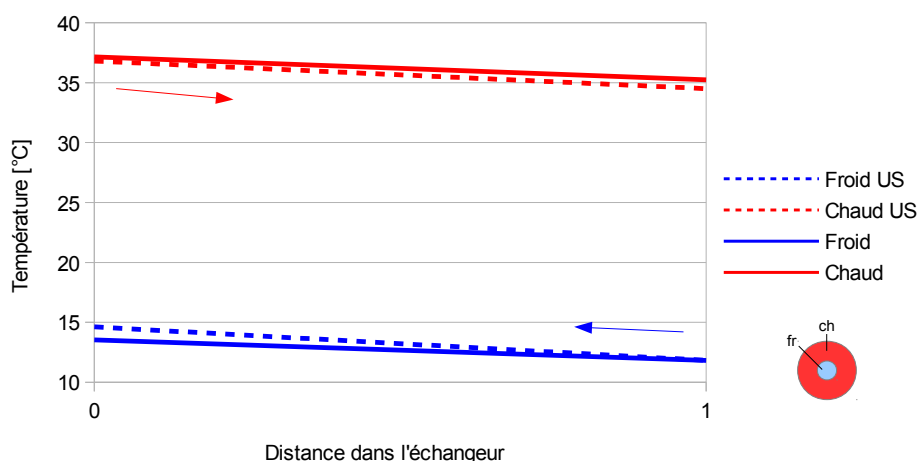


Figure 42 : profils de température : chaud 1,8 L/min ( $Re=1720$ ), froid 2,0 L/min ( $Re=9930$ )

Malgré des variations de températures assez faibles entre les deux profils (à cause des débits élevés), il est tout de même possible d'observer que les températures évoluent dans le sens d'une amélioration du transfert thermique. En effet, la température du fluide chaud en sortie est diminuée, tandis que celle du fluide froid est augmentée. Ainsi, l'intensification peut être directement visible aussi dans cette configuration (fluide chaud côté espace annulaire), malgré la puissance ultrasonore dissipée majoritairement dans le fluide chaud. Il est certain par simple observation que le gain de flux transféré par le fluide chaud grâce aux ultrasons est, dans cette configuration, supérieur à la puissance ultrasonore dissipée.

Pour conclure cette section, il est important d'insister sur le fait que cette méthode est seulement qualitative. Elle ne permet en aucun cas de quantifier les améliorations car aucun calcul n'est effectué. Par contre, les tendances observées sur les évolutions des températures aux sorties de l'échangeur sont très utiles pour approfondir les réflexions et les interprétations. Il s'agit maintenant de s'intéresser à l'évolution de la différence de température moyenne entre chaque fluide, calculée par la méthode de DTML.

### III.2.2 . *Différence de Température Moyenne Logarithmique (DTML)*

#### III.2.2.1 *Fluide froid dans l'espace annulaire*

La Figure 43 montre l'évolution de la DTML en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire pour un débit d'eau chaude fixé à 1,0 L/min (soit un débit moyen par rapport à la gamme étudiée, représentatif des tendances généralement observées), avec et sans ultrasons, à co-courant et à contre-courant.

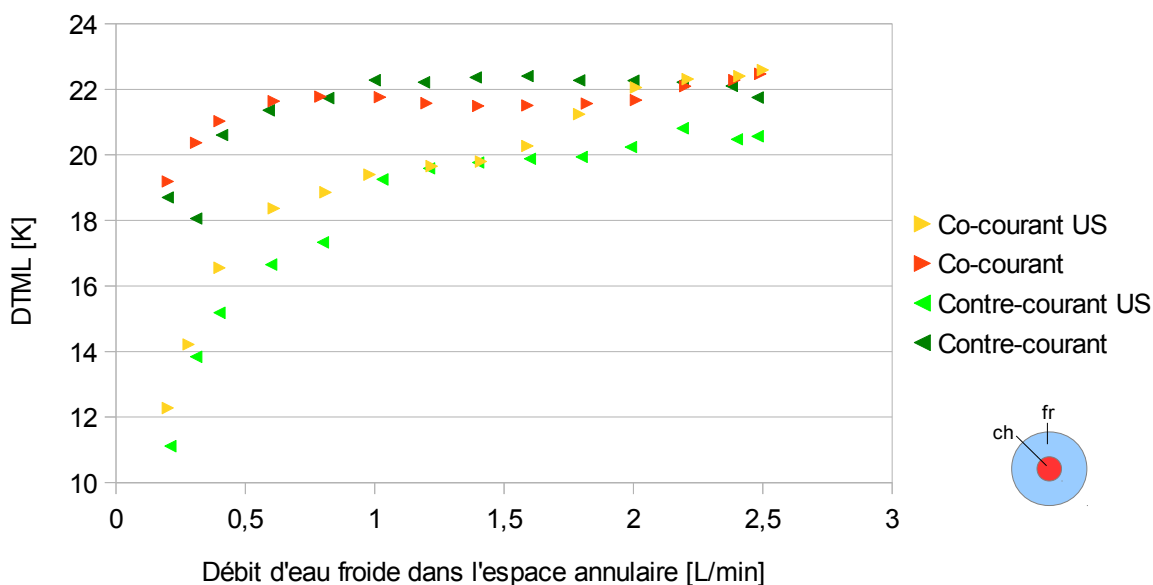


Figure 43 : évolution de la DTML en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire, débit d'eau chaude fixe 1,0 L/min

La DTML est presque toujours diminuée par la présence d'ultrasons, quelle que soit la configuration (co-courant ou contre-courant). Cela est particulièrement marqué pour les faibles débits d'eau froide, où les variations de température sont plus importantes. L'explication vient naturellement en observant les profils de température précédents dans les mêmes configurations (Figures 39 et 40). L'écart moyen entre les températures de chaque fluide sur toute la longueur de l'échangeur peut être considérablement réduit en présence d'ultrasons, à la fois par la puissance ultrasonore dissipée dans le fluide froid (la puissance délivrée étant homogène sur toute la longueur de l'échangeur) et par l'intensification du transfert. Les DTML tendent vers la même valeur lorsque le débit d'eau froide augmente. Cela est dû aux différences de température plus faibles, suffisantes pour transférer une même puissance à débit élevé (voir équations (1) et (2)). Concernant les différences entre les configurations à co-courant et à contre-courant, la longueur de l'échangeur ne permet pas d'observer une différence très marquée entre celles-ci.

### III.2.2.2 Fluide chaud dans l'espace annulaire

La Figure 44 montre l'évolution de la DTML en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire et pour un débit d'eau froide dans le tube central fixé à 1,0 L/min (aussi représentatif des tendances généralement observées). Tout comme pour la Figure 43, les quatre courbes correspondent aux configurations à co-courant, contre-courant, avec et sans ultrasons.

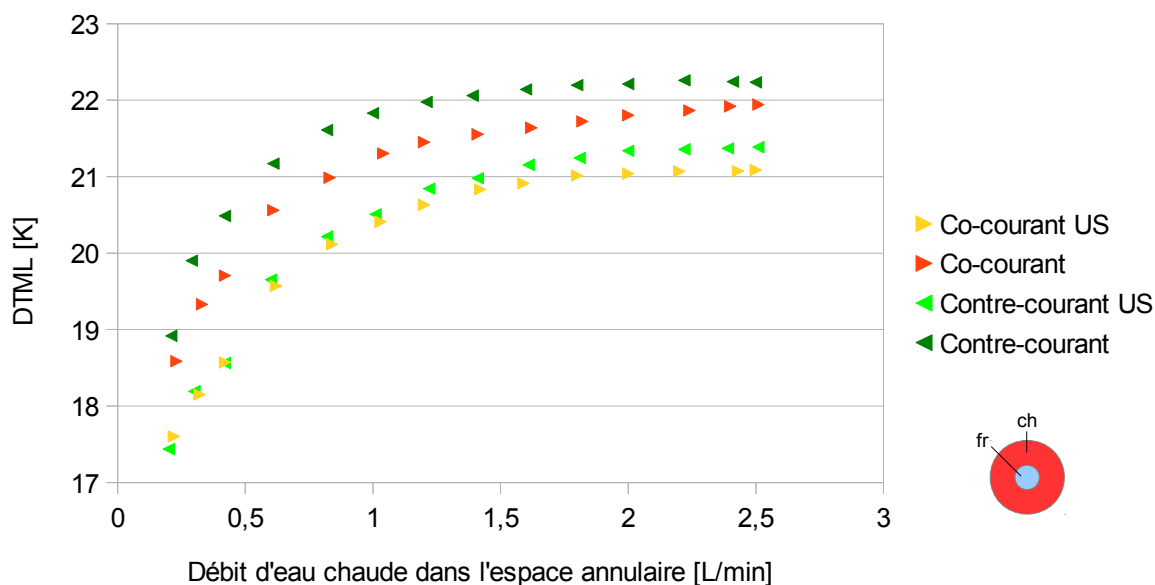


Figure 44 : évolution de la DTML en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire, débit d'eau froide fixe 1,0 L/min

Même si les écarts entre les courbes avec et sans ultrasons sont moins importants que pour la Figure 43, la DTML est toujours inférieure en présence d'ultrasons aussi dans cette configuration. C'est-à-dire que globalement, comme il peut être observé sur les profils de température précédents dans cette configuration (Figures 41 et 42), l'écart entre les températures moyennes des fluides chaud et froid est légèrement plus faible avec ultrasons que sans. Cette différence est moins marquée que lorsque le fluide froid circule dans l'espace annulaire et cela sera expliqué grâce aux tendances illustrées par la Figure 45. Cependant, l'évolution est toujours dans le sens d'une amélioration des performances thermiques. À débit de fluide chaud élevé, les DTML semblent là encore tendre vers une même valeur, dû au débit plus important et aux différences de température plus faibles. Les différences entre les configurations à co-courant et à contre-courant ne sont pas non plus très marquées pour cette configuration étant donné les courtes longueurs d'échange et les faibles écarts de température entre les entrées et les sorties.

### III.2.3 . Récapitulatif

La Figure 45 présente un récapitulatif des tendances observées. Il s'agit d'un tableau regroupant les 8 profils de température classiquement observés pour chaque configuration, avec et sans ultrasons. Les courbes en traits pleins représentent les profils typiques sans ultrasons tandis que les courbes en pointillés représentent les profils typiques obtenus en présence d'ultrasons. La courbe en tirets est un cas hypothétique dessiné pour faciliter l'interprétation. Elle montre la tendance qu'aurait suivie la température du fluide dans lequel la puissance ultrasonore est dissipée dans le cas où le transfert de chaleur n'était absolument pas modifié par la présence d'ultrasons.

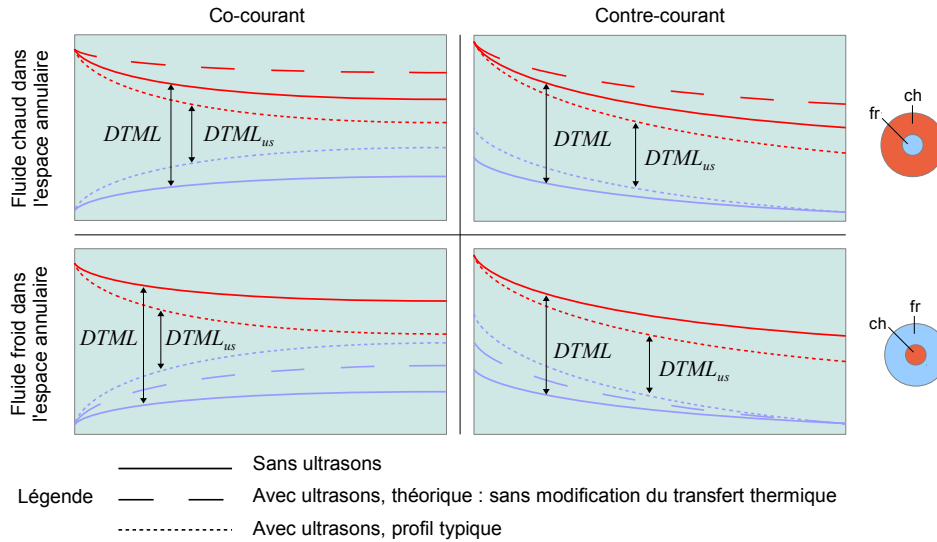


Figure 45 : récapitulatif des profils de température typiques observés pour les quatre configurations

Grâce aux courbes en tirets, on constate que si la puissance ultrasonore était uniquement dissipée dans le fluide chaud (2 profils du haut) et ne contribuait pas à l'augmentation du transfert de chaleur, la DTML aurait tendance à être augmentée. À l'inverse, si la puissance ultrasonore était dissipée dans le fluide froid (2 profils du bas) et ne contribuait pas à l'augmentation du transfert de chaleur, la DTML aurait tendance à être diminuée. Cela permet d'expliquer les écarts moins importants entre les DTML sans et avec ultrasons sur la Figure 44 que sur la Figure 43. En réalité, quel que soit le fluide dans lequel les ultrasons sont dissipés, du fait de l'augmentation du transfert, la DTML en présence d'ultrasons est toujours plus faible que sans ultrasons.

Ces résultats peuvent être intéressants du point de vue du contrôle de la différence moyenne de température entre les deux fluides. Si l'on souhaite plutôt essayer d'augmenter cette différence (et aussi d'intensifier davantage le transfert), il sera préférable de dissiper la puissance ultrasonore en majorité dans le fluide chaud et à l'inverse, si l'on souhaite essayer de diminuer cette différence, il vaudra mieux la dissiper autant que possible dans le fluide froid. Ces observations sont valables aussi bien si l'échangeur fonctionne à co-courant qu'à contre-courant.

### III.2.4 . Température théorique finale

Il s'agit à présent d'anticiper, sur un échangeur assisté par ultrasons fonctionnant à co-courant et de longueur hypothétiquement infinie, la température finale atteinte par les deux fluides en sortie. Dans le cas d'un échangeur parfaitement isolé et fonctionnant sans ultrasons, cette température est donnée par l'équation (17) :

$$T_{final} = \frac{\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} T_{ch,e} + \dot{m}_{fr} C_{p_{fr}} T_{fr,e}}{\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} + \dot{m}_{fr} C_{p_{fr}}} \quad (17)$$

Elle peut être retrouvée très rapidement à partir du simple bilan énergétique décrivant l'égalité des flux transmis par le fluide chaud et reçu par le fluide froid. Si l'échangeur fonctionne en présence d'ultrasons, cette température finale (ou « de mélange ») s'écrit différemment car une

nouvelle grandeur intervient dans le bilan énergétique : la puissance ultrasonore. L'équation (17) devient donc :

$$T_{final\_us} = \frac{\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} T_{ch,e} + \dot{m}_{fr} C_{p_{fr}} T_{fr,e}}{\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} + \dot{m}_{fr} C_{p_{fr}}} + \frac{P_{us}}{\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} + \dot{m}_{fr} C_{p_{fr}}} \quad (18)$$

Afin d'illustrer la provenance du second terme additionné à droite dans l'équation (18), la Figure 46 propose un profil de température explicatif.

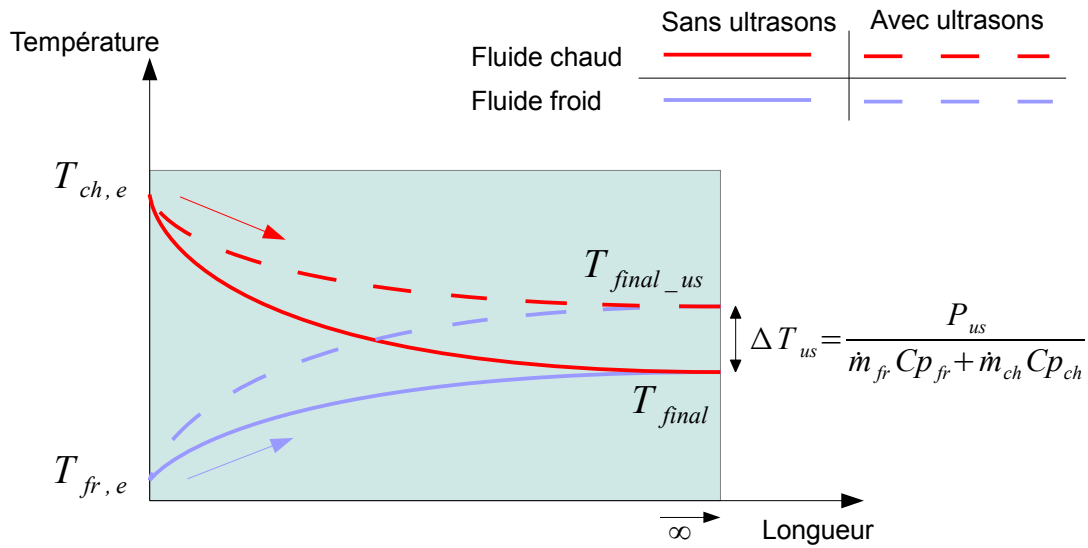


Figure 46 : température théorique finale dans un échangeur assisté par ultrasons fonctionnant à co-courant

Comme le montre la Figure 46, la température finale d'équilibre en présence d'ultrasons est supérieure à celle sans ultrasons. La puissance ultrasonore peut être dissipée dans l'un, l'autre, ou les deux fluides et contribue à l'augmentation de cette température finale.

### III.3 - Autres méthodes de quantification des améliorations

#### III.3.1 . Facteur d'intensification

Le facteur d'intensification (ou EF : « enhancement factor » en anglais) est une grandeur calculée à partir des coefficients globaux d'échange en présence et en l'absence d'ultrasons, dans les mêmes conditions de fonctionnement de l'échangeur. Il est défini par l'équation (19) :

$$EF = \frac{U_{us}}{U} \quad (19)$$

Les coefficients globaux d'échange sans et avec ultrasons sont respectivement définis par les



équations (20) (similaire à l'équation (10)) et (21) :

$$U = \frac{q_{ech}}{A \Delta T_{ml}} \quad (20)$$

$$U_{us} = \frac{q_{ech\_us}}{A \Delta T_{ml\_us}} \quad (21)$$

L'intérêt de définir un tel coefficient est primordial car il prend en compte l'amélioration de la performance globale du système d'un point de vue des coefficients d'échange (et des résistances thermiques) et ouvre ainsi la voie à de nouvelles interprétations. Le graphique de la Figure 47 montre l'évolution de ce facteur d'intensification pour les quatre configurations en fonction du débit du fluide circulant dans l'espace annulaire, de 0,2 L/min (Re=200) à 2,5 L/min (Re=2400). Chaque point correspond à une valeur moyennée sur toute la gamme des débits de fluide testés dans le tube central : 14 débits allant de 0,2 L/min à 2,0 L/min (nombres de Reynolds de 1000 à 10000).

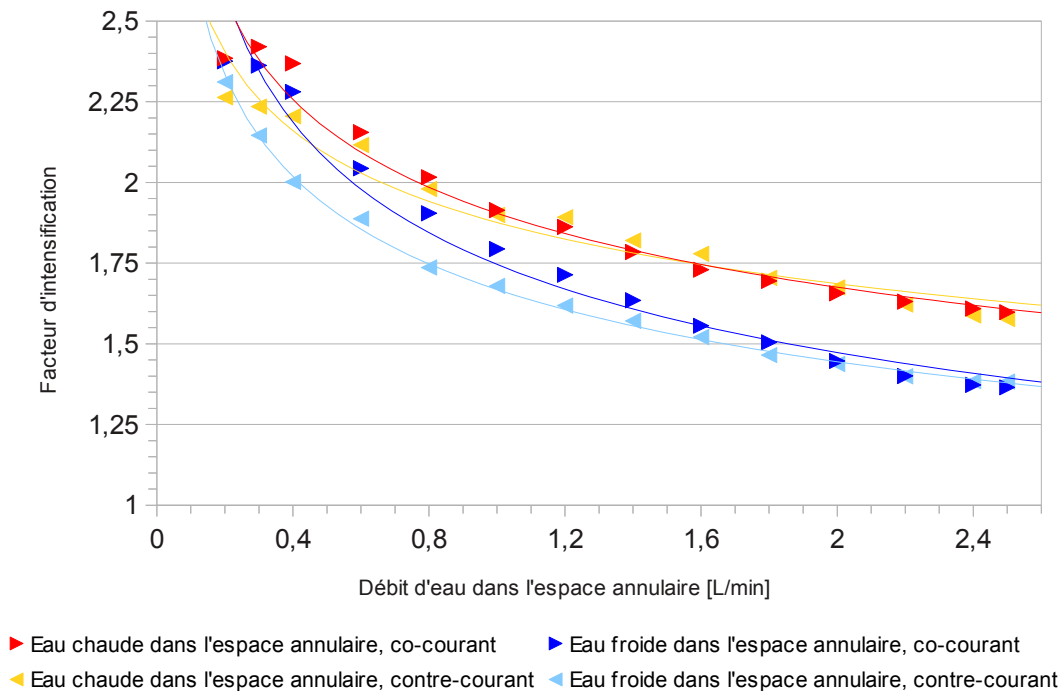


Figure 47 : facteurs d'intensification en fonction du débit d'eau dans l'espace annulaire pour les quatre configurations, valeurs moyennées d'après tous les débits de fluide dans le tube central testés

Quelle que soit la configuration, les courbes suivent la même tendance. Les facteurs d'intensification les plus élevés sont de 2,5 pour les plus faibles débits de fluide dans l'espace annulaire, puis diminuent progressivement jusqu'à environ 1,5 pour les débits les plus élevés sur la gamme testée. Néanmoins, les valeurs de facteur d'intensification sont toujours supérieures à 1, ce qui signifie que l'on augmente toujours le coefficient global d'échange en présence d'ultrasons. Ces tendances sont expliquées par les effets induits des ultrasons (cavitation acoustique, micro-turbulences, variations locales de pression, ...), qui vont permettre d'intensifier les transferts thermiques, surtout lorsque le régime est laminaire avec des vitesses de fluide très faibles

initialement. C'est pourquoi l'intensification est plus marquée à gauche du graphique, pour les faibles débits de fluide dans l'espace annulaire. Au fur et à mesure que ce débit augmente, le flux échangé sans ultrasons augmente et l'intensification potentielle devient donc moins importante, d'où la décroissance progressive des courbes. On constate que dans une configuration donnée (fluide chaud ou froid dans l'espace annulaire), le fait d'être à co-courant ou à contre-courant ne semble rien changer en moyenne. Il n'y a en effet pas de raison apparente pour laquelle l'intensification dépendrait du sens de circulation des fluides. Par contre, lorsque le fluide chaud circule dans l'espace annulaire, le facteur d'intensification est presque toujours plus élevé. Cela peut éventuellement être expliqué par la puissance ultrasonore délivrée légèrement supérieure, ce qui produirait des effets plus puissants et donc une intensification plus marquée. Une autre explication à ce décalage de courbes est possible grâce aux équations (19) à (21) et en réécrivant l'équation (19) comme suit :

$$EF = \frac{U_{us}}{U} = \frac{q_{ech\_us}}{\Delta T_{ml\_us}} \frac{\Delta T_{ml}}{q_{ech}} \quad (22)$$

À débits élevés dans l'espace annulaire, les écarts de température entre le fonctionnement sans et avec ultrasons sont moins importants. Ainsi,  $\frac{\Delta T_{ml}}{\Delta T_{ml\_us}} \rightarrow 1$  lorsque les débits sont élevés. En conséquence :  $\frac{U_{us}}{U} \rightarrow \frac{q_{ech\_us}}{q_{ech}}$ . De par la dissipation de la puissance ultrasonore dans le fluide chaud, permettant de conserver un écart de température moyen plus important entre les deux fluides, on peut donc expliquer pourquoi le rapport  $\frac{q_{ech\_us}}{q_{ech}}$  et le facteur d'intensification sont plus importants dans cette configuration.

### III.3.2 . Indicateur de performances

Il s'agit d'une méthode qui a été développée à partir des histogrammes des bilans énergétiques. Elle permet, de la même manière que le coefficient de performance (COP) pour une machine frigorifique, d'évaluer les performances thermiques du système. Deux grandeurs sont définies pour les calculs,  $G_{fr}$  et  $G_{ch}$ , qui correspondent respectivement aux flux thermiques supplémentaires (ou « gagnés ») reçu par le fluide froid (équation (23)) ou cédé par le fluide chaud (équation (24)) en présence d'ultrasons.

$$G_{fr} = q_{fr\_us} - q_{ech} \quad (23)$$

$$G_{ch} = q_{ch\_us} - q_{ech} \quad (24)$$

Grâce à ces deux valeurs, il est donc possible de raisonner sur l'un ou l'autre des fluides, exactement comme il est possible de raisonner sur les sources chaude ou froide dans le cas d'une machine frigorifique. Le flux exprimé par  $G_{fr}$  ou par  $G_{ch}$  est la quantité de chaleur supplémentaire transférée d'une source à l'autre grâce aux ultrasons. D'un point de vue très simplifié, plus ces

valeurs seront élevées, plus l'efficacité énergétique du système aura été augmentée. En contrepartie, il aura fallu délivrer un travail (une puissance utile) pour effectuer ce transfert d'énergie supplémentaire, il s'agit de  $P_{us}$ . L'équivalent des COP chaud et froid peut donc être défini par l'équation (25) :

$$\frac{G_{fr}}{P_{us}} = \frac{q_{fr-us} - q_{ech}}{P_{us}} = \frac{q_{ch-us} + P_{us} - q_{ech}}{P_{us}} = \frac{G_{ch}}{P_{us}} + 1 \quad (25)$$

Cette équation est très similaire à l'équation très connue pour une machine frigorifique  $COP_{ch} = COP_{fr} + 1$ . La seule différence entre ces deux équations est l'inversion des indices des sources chaude et froide. Ceci est tout à fait normal dans le cas de l'échangeur de chaleur car le transfert thermique a lieu directement dans le sens naturel alors que pour une machine frigorifique, les propriétés des fluides frigorigènes sont utilisées pour transférer indirectement une quantité d'énergie thermique d'une source froide vers une source chaude.

Pour finir, un moyen de comparaison entre les différents systèmes et configurations (donc d'une possible utilité par la suite) a été défini par l'équation (26) et nommé l'indicateur de performances (ou PI : « performance indicator » en anglais).

$$PI = \frac{q_{ech-us} - q_{ech}}{P_{us}} \quad (26)$$

Il s'agit d'un indice, tout comme le COP, qui pourra éventuellement être utilisé par la suite pour comparer les futurs systèmes existants entre eux. Il est seulement présenté dans cette section mais sera utilisé au chapitre suivant pour comparer les performances de deux configurations hydrauliques dans la nouvelle géométrie.

## Conclusion

Afin d'illustrer les applications possibles et les limites d'utilisation des méthodes présentées, elles ont été ici appliquées à une première géométrie d'échangeur fonctionnant dans quatre configurations. Les premiers résultats expérimentaux obtenus peuvent ainsi être analysés parallèlement à la comparaison des performances entre chaque configuration et à la présentation de la méthodologie.

Tout d'abord, le suivi de l'évolution des températures des fluides aux entrées/sorties de l'échangeur et le tracé des profils de température sont des méthodes qualitatives d'évaluation des améliorations. Elles permettent de montrer des tendances, notamment sur l'augmentation ou la diminution de la différence de température selon le fluide dans lequel la puissance ultrasonore est dissipée. Ensuite, les bilans énergétiques apportent une information complémentaire : la quantification des améliorations. Présentés sous forme d'histogrammes, ils peuvent ainsi servir à représenter et à définir correctement les valeurs des paramètres étudiés ou même à découvrir de nouvelles méthodes d'analyse telle que l'indicateur de performance. Enfin, la méthode des facteurs d'intensification, portant sur l'étude du coefficient global d'échange, ouvre la voie à de nouvelles interprétations qui seront développées par la suite, notamment en termes de résistances thermiques.

---

#### IV ) Étude complète de l'échangeur avec un nouveau tube central

## Introduction

Après une étude complète des quatre configurations hydrauliques possibles pour l'échangeur fonctionnant avec le tube central 5 – 6 mm en acier (diamètre interne 5 mm, diamètre externe 6 mm), la géométrie de l'échangeur a été modifiée. Un nouveau tube, toujours en acier mais dont les dimensions sont différentes, a été mis en place. Ses diamètres interne et externe sont respectivement de 7 et 8 mm. Ce nouveau tube a été sélectionné afin de montrer que les améliorations et les tendances observées pour l'échangeur précédent restent valables si la géométrie subit de légères modifications. Deux configurations d'échange sont retenues pour les résultats expérimentaux proposés : l'échangeur fonctionne toujours à co-courant, mais les espaces de circulation des fluides chaud et froid peuvent être inversés.

Des exemples de bilans énergétiques dans les deux configurations sont proposés en premier lieu. La méthode d'estimation de la puissance ultrasonore par calorimétrie est ici présentée en détail, ainsi que toutes les incertitudes de calcul nécessaires à l'interprétation des résultats. Il en est de même pour les facteurs d'intensification, proposés pour une seule configuration mais pour toutes les gammes de débits de fluides chaud et froid testées. Une autre méthode d'analyse des performances, reposant aussi sur les tracés des coefficients globaux d'échange, est aussi présentée. Enfin, dans le but d'illustrer et de valider ces résultats expérimentaux, des essais de modélisation des coefficients globaux d'échange ont été réalisés. Ces modélisations reposent sur l'estimation des différents coefficients d'échange et des résistances thermiques associées, à l'aide des corrélations et des équations usuelles de la littérature.

## IV.1 - Bilans énergétiques

### *IV.1.1 . Exemples*

Les histogrammes et les tableaux récapitulant les bilans énergétiques sont très utiles pour exposer le plus clairement possible la méthodologie. Dans cette section, les exemples de bilans énergétiques proposés sont présentés sous forme de graphiques. Ceux-ci permettent à la fois de traiter davantage de résultats de manière plus synthétique, ainsi que de mettre en évidence certaines tendances difficilement visibles autrement. Cependant, la méthodologie reste la même et il serait possible, pour chaque graphique présenté ci-après, de tracer les nombreux (20) histogrammes correspondants.

#### *IV.1.1.1      Fluide chaud dans l'espace annulaire*

Les deux premiers exemples concernent la configuration dans laquelle le fluide chaud circule dans l'espace annulaire. Le graphique de la Figure 48 montre l'évolution des différentes puissances et flux transférés ( $q_{ch}$ ,  $q_{fr}$ ,  $q_{ch\_us}$ ,  $q_{fr\_us}$ ,  $P_{us}$ ) en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire et pour un débit d'eau froide dans le tube central fixé à 2,5 L/min (Re=8840). La gamme des débits d'eau chaude testée s'étend de 0,2 L/min (Re=180) à 2,8 L/min (Re=2470). Cette gamme est délimitée par les vitesses de rotation minimale et maximale de la pompe.

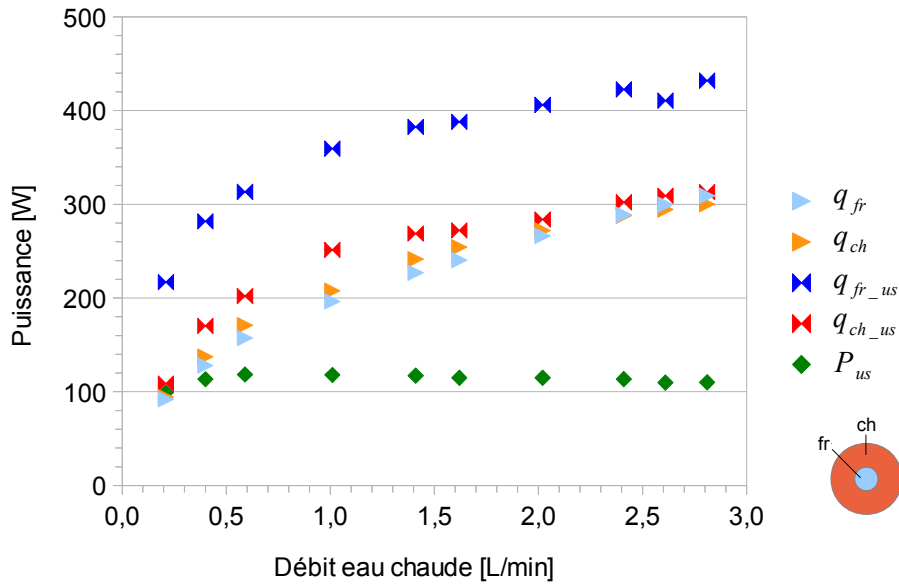


Figure 48 : bilans énergétiques, débit d'eau froide dans le tube central : 2,5 L/min ( $Re=8840$ )

En observant tout d'abord les deux grandeurs calculées en l'absence d'ultrasons  $q_{ch}$  et  $q_{fr}$ , on s'aperçoit qu'elles sont toujours très proches et augmentent en correspondance avec le débit d'eau chaude. Le fait que le bilan énergétique soit « équilibré », c'est-à-dire que les flux transmis par le fluide chaud et reçu par le fluide froid soient quasiment égaux ( $q_{ch} \approx q_{fr}$ ), explique que ces deux premières séries de points soient presque superposées. L'augmentation de ces flux avec le débit d'eau chaude est due à l'augmentation du débit massique de fluide qui, d'après l'équation (1), permet de transférer un flux plus important. Il convient de préciser que la résistance thermique côté fluide froid est suffisamment faible pour ne pas s'opposer à cette augmentation (ce ne sera pas le cas dans l'exemple suivant).

Concernant maintenant le bilan énergétique en présence d'ultrasons, on constate tout d'abord que la puissance ultrasonore transmise peut être considérée comme constante quel que soit le débit d'eau chaude. C'est-à-dire que ce dernier ne semble pas avoir une grande influence sur la transmission des ultrasons dans cette géométrie (ce qui sera abordé plus en détail lors des études calorimétriques). Ensuite, les flux transmis par le fluide chaud et reçu par le fluide froid ( $q_{ch\_us}$  et  $q_{fr\_us}$ ) sont augmentés par la présence d'ultrasons et ne sont plus égaux, le second étant toujours supérieur. Tout comme pour les exemples du chapitre précédent (Tableau 3 et Figure 38 par exemple), cela s'explique par la puissance ultrasonore dissipée dans le fluide chaud et réduisant son écart de température entre l'entrée et la sortie, qui fait apparaître  $q_{ch\_us} < q_{fr\_us}$ . Le flux réellement échangé, qui correspond ici à  $q_{fr\_us}$ , est donc toujours augmenté par la présence d'ultrasons (en comparaison avec  $q_{fr}$ ). L'augmentation de  $q_{ch\_us}$  et de  $q_{fr\_us}$  en correspondance avec le débit d'eau chaude peut être expliquée de la même façon qu'en l'absence d'ultrasons :

- le débit massique de fluide chaud plus important permet d'augmenter les flux thermiques,
- la résistance thermique plus faible et non limitante côté fluide froid ne s'oppose pas à l'augmentation du transfert.

La Figure 49 montre le même type de graphique, dans la même configuration, mais pour un débit d'eau froide dans le tube central de 0,6 L/min ( $Re=2120$ ).

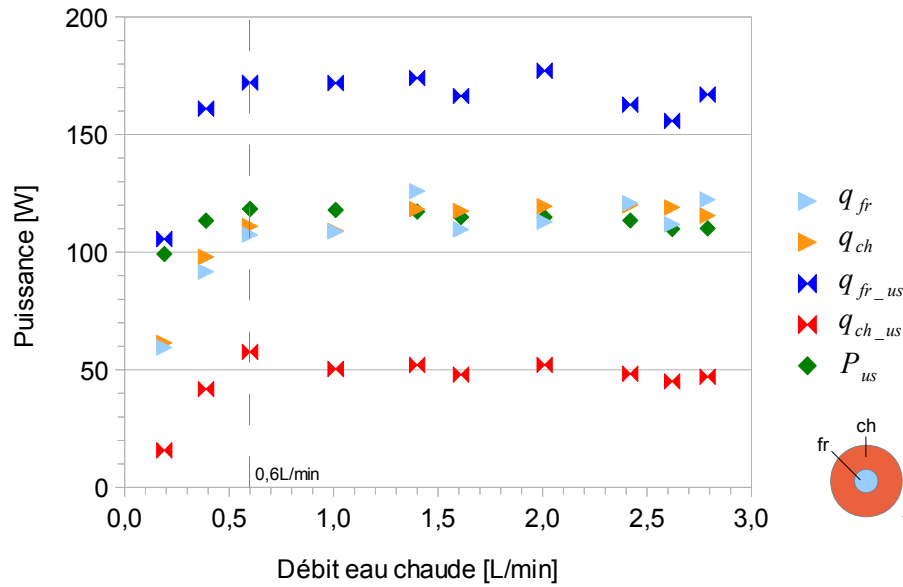


Figure 49 : bilans énergétiques, débit d'eau froide dans le tube central : 0,6 L/min ( $Re=2120$ )

En l'absence d'ultrasons, pour des faibles débits d'eau chaude (de 0,2 à 0,6 L/min), on constate les mêmes tendances que pour la Figure 48, c'est-à-dire une augmentation des flux en correspondance avec le débit d'eau chaude. Cependant, comme le montre la Figure 49, dès l'instant où le débit d'eau chaude est supérieur à 0,6 L/min, cette augmentation n'a plus lieu et les flux se stabilisent. La seule différence avec l'exemple précédent étant le débit d'eau froide très réduit, l'explication la plus probable est la résistance thermique correspondante côté fluide froid qui, fortement augmentée, empêcherait une amélioration du transfert. Cette résistance peut en effet être limitante et ainsi faire obstacle à l'augmentation des flux malgré l'augmentation du débit d'eau chaude. De plus, il a été vérifié par le tracé des profils de températures que les fluides chaud et froid ne sortent jamais à la même température de l'échangeur. L'écart de température en sortie étant encore au minimum d'environ 15 °C (avec ou sans ultrasons), le flux échangé n'est donc pas limité par une différence de température entre les fluides devenant nulle.

En présence d'ultrasons,  $q_{fr\_us}$ , c'est-à-dire le flux réellement échangé, est toujours augmenté par rapport à  $q_{fr}$ . Par contre,  $q_{ch\_us}$  est cette fois-ci beaucoup plus faible, même inférieur à  $q_{ech}$ . La puissance ultrasonore (dissipée côté fluide chaud) étant de l'ordre du flux échangé en l'absence d'ultrasons et le gain de flux échangé étant inférieur à la puissance ultrasonore dans cet exemple (environ 50 W observés pour le fluide froid), il est normal que  $q_{ch\_us}$  apparaisse comme la grandeur la plus faible d'entre toutes. On ne constate pas non plus d'augmentation des flux avec le débit de fluide chaud en présence d'ultrasons pour des débits supérieurs à 0,6 L/min. Cela peut éventuellement être une indication que les effets des ultrasons dans le tube central (côté fluide froid) sont moins marqués et probablement insuffisants pour permettre une amélioration significative.

La certitude que les ultrasons contribuent de manière sensible à la diminution de la résistance thermique dans le fluide du tube central dans ce cas n'est absolument pas acquise et reste une des questions très importantes de ce travail en général. Il est certain qu'il y a la plupart du temps des effets ultrasonores dans le fluide car ils peuvent être observés (notamment à l'entrée et à la sortie grâce aux tubes en plastique transparent utilisés). Cependant, il est pour l'instant impossible d'affirmer avec certitude que ces effets sont suffisants pour contribuer efficacement à l'amélioration



des performances énergétiques de l'échangeur.

#### IV.1.1.2 *Fluide froid dans l'espace annulaire*

De manière analogue, il est possible de tracer les graphiques représentant les bilans énergétiques pour la configuration où le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire, pour des débits de fluide (et nombres de Reynolds associés) presque identiques. Ainsi, la Figure 50 présente graphiquement les bilans énergétiques pour toute la gamme de débits d'eau froide dans l'espace annulaire et pour un débit d'eau chaude fixé dans le tube central à 2,8 L/min ( $Re=9900$ ). La gamme de débits d'eau froide est plus étendue que celle des débits d'eau chaude grâce à la pompe de circulation plus récente : de 0,2 à 4,0 L/min, soit des nombres de Reynolds compris entre 180 et 3500.

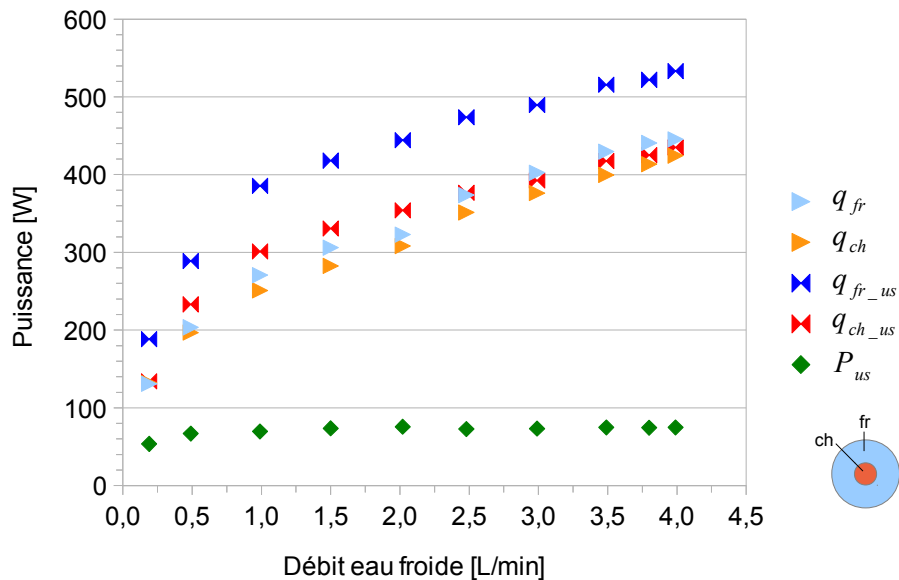


Figure 50 : bilans énergétiques, débit d'eau chaude dans le tube central : 2,8 L/min ( $Re=9900$ )

Ce graphique est très similaire à celui de la Figure 48 du point de vue des tendances. En effet, sans ultrasons,  $q_{ch}$  et  $q_{fr}$  sont quasiment égaux quel que soit le débit d'eau froide.  $q_{fr}$  est légèrement supérieur à  $q_{ch}$ , ce qui indique un transfert thermique de l'environnement vers le fluide froid, contribuant à un faible réchauffement supplémentaire.  $q_{ch}$  et  $q_{fr}$  augmentent avec le débit d'eau froide, ce qui indique que la résistance thermique du fluide dans le tube central n'est vraisemblablement pas limitante.

En présence d'ultrasons, la puissance ultrasonore estimée est plus faible que pour la configuration précédente avec le fluide chaud dans l'espace annulaire. Une explication sera proposée dans la section concernant les mesures calorimétriques.  $q_{ch\_us}$  est toujours supérieur à  $q_{ch}$ , ce qui indique une augmentation du flux échangé, même si cette augmentation n'est parfois que très légère. La puissance ultrasonore, dissipée majoritairement dans le fluide froid, contribue à l'augmentation de température de celui-ci en sortie, d'où  $q_{fr\_us}$  la valeur la plus élevée d'entre toutes.  $q_{ch\_us}$  et  $q_{fr\_us}$  augmentent en correspondance avec le débit d'eau froide, ce qui indique que

la résistance thermique dans le tube central ne semble pas limitante non plus en présence d'ultrasons.

La Figure 51 propose un graphique récapitulant les bilans énergétiques pour un débit d'eau chaude dans le tube central fixé à 0,4 L/min ( $Re=1410$ ).

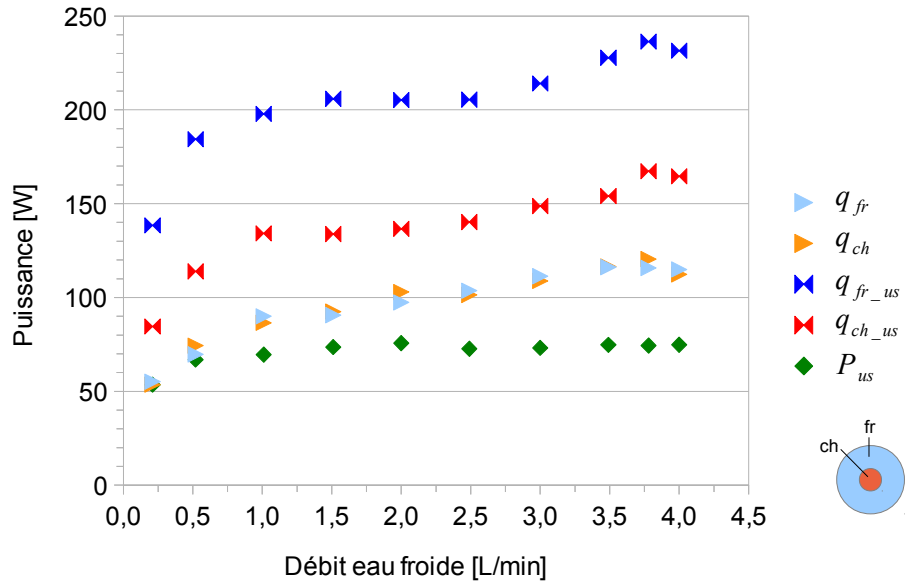


Figure 51 : bilans énergétiques, débit d'eau chaude dans le tube central 0,4 L/min ( $Re=1410$ )

De manière similaire à la Figure 49, l'augmentation des flux échangés en l'absence d'ultrasons pour des débits d'eau froide supérieurs à environ 1,0 L/min est très réduite. En d'autres termes, pour les débits d'eau élevés dans l'espace annulaire, il est fort probable que la résistance thermique dans le tube interne soit limitante. Pour les faibles débits ( $<1,0$  L/min), c'est la résistance thermique côté eau froide qui est probablement la plus élevée puisque, quand le débit augmente, les flux augmentent en conséquence. Cette tendance n'est pas aussi marquée que pour la Figure 49 mais reste tout de même perceptible. En présence d'ultrasons, le flux échangé est nettement supérieur (comparaison entre  $q_{ch\_us}$  et  $q_{ch}$ ) quel que soit le débit. Les valeurs des deux flux augmentent là aussi très légèrement avec le débit d'eau froide, ce qui semble indiquer que les effets ultrasonores ne sont pas suffisants pour diminuer significativement la résistance thermique dans le tube interne.

#### IV.1.2. Comparaison des indicateurs de performance moyens

Il est possible de tracer sur un même graphique les indicateurs de performance, calculés pour les deux configurations, en fonction du débit d'eau (chaude ou froide) dans l'espace annulaire. Ces indicateurs sont moyennés sur toute la gamme des 10 débits de fluide testés dans le tube central. Pour rappel, ils correspondent au rapport de l'augmentation du flux échangé et de la puissance ultrasonore transmise nécessaire à l'augmentation ( $PI = (q_{ech\_us} - q_{ech})/P_{us}$ ). Si l'indicateur est égal à 1, cela signifie que l'équivalent de la puissance ultrasonore a été gagné en échange thermique supplémentaire entre les deux fluides grâce aux ultrasons. Du fait de la prise en compte du flux transmis ou reçu par le fluide circulant dans le tube interne comme flux échangé, cet indicateur ne

tient pas compte de la puissance ultrasonore dissipée thermiquement. La Figure 52 propose donc le graphique retraçant l'évolution de l'indicateur de performance moyen obtenu pour les deux configurations à co-courant en fonction du débit de fluide dans l'espace annulaire. Les deux gammes de débits de fluide dans l'espace annulaire ne sont toujours pas les mêmes pour chaque configuration du fait des pompes de circulation.

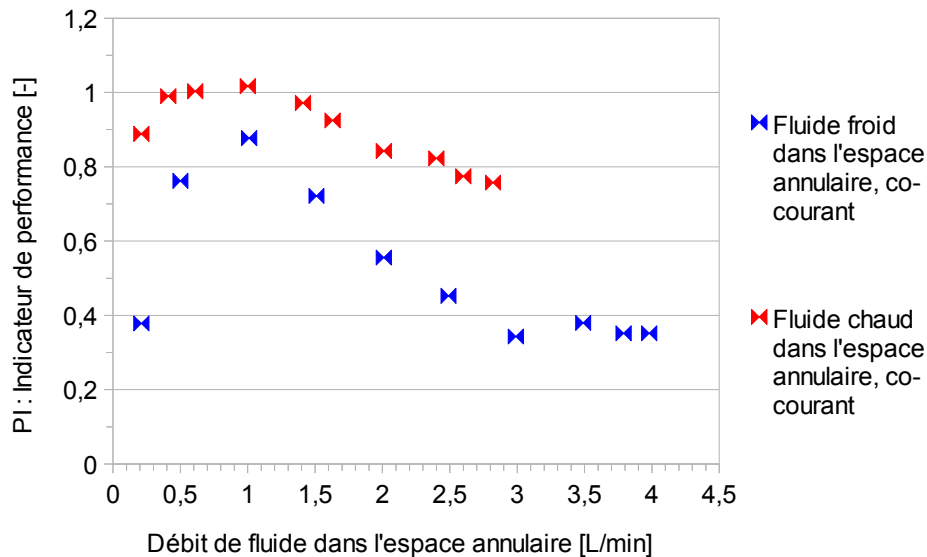


Figure 52 : indicateur de performance moyen en fonction du débit de fluide dans l'espace annulaire

On constate tout d'abord que les deux courbes ont sensiblement la même allure. C'est-à-dire que la valeur de  $PI$  augmente jusqu'à un maximum autour de 1 L/min puis diminue progressivement. Il y a donc en quelque sorte un débit optimal pour les performances énergétiques. Pour des débits de fluide élevés dans l'espace annulaire, la diminution peut s'expliquer par un flux échangé déjà important en l'absence d'ultrasons. La présence d'ultrasons ne contribue donc qu'à une augmentation limitée, même si celle-ci est déjà potentiellement intéressante. Pour les débits de fluide faibles dans l'espace annulaire, on peut probablement expliquer la diminution de  $PI$  par le débit massique de fluide très réduit qui, malgré la présence d'ultrasons augmentant le coefficient d'échange, ne suffit pas à augmenter significativement le flux échangé par rapport à la puissance ultrasonore transmise. Ces deux phénomènes peuvent donc éventuellement expliquer la présence d'un débit optimal (ou nombre de Reynolds optimal) pour les performances énergétiques. De plus, la Figure 52 montre clairement qu'en moyenne, les améliorations des performances énergétiques sont meilleures dans la configuration où le fluide chaud circule dans l'espace annulaire. Ceci peut une fois de plus être expliqué par la plus faible diminution de l'écart de température moyen entre les deux fluides lorsque la puissance ultrasonore est dissipée majoritairement dans le fluide chaud. Il se peut aussi que la puissance ultrasonore transmise, généralement plus élevée dans cette configuration, contribue à des effets plus marqués et ainsi à une intensification plus importante.

Par contre, il est très important de préciser que dans tous les cas, la puissance ultrasonore a été réglée au minimum. S'il avait été possible de la diminuer davantage, de meilleures performances énergétiques auraient probablement été obtenues. Il aurait éventuellement été possible de constater qu'il existe une puissance minimale à partir de laquelle l'intensification est perçue, comme cela est le cas dans certains travaux semblables de la littérature (García-Pérez et al., 2009). Un effet de la vitesse de circulation du fluide (ou de sa température) n'est pas non plus à exclure. En effet, il est

précisé dans la notice d'utilisation du Sonitube® qu'il y a un débit optimal et une température conseillée pour un meilleur traitement du fluide. De plus, dans la littérature, des constatations similaires ont été faites sur d'autres systèmes semblables pour des applications différentes, par exemple pour le séchage d'aliments assisté par ultrasons propagés dans l'air circulant à une vitesse donnée (García-Pérez et al., 2007).

### IV.1.3 . Études Calorimétriques

Comme il l'a été souvent évoqué dans la présentation des résultats précédents, l'estimation de la puissance ultrasonore est un point clé pour la plupart des interprétations. La méthode employée pour l'estimation de cette puissance est ici expliquée en détail. Il s'agit de fixer le débit de fluide dans le tube central à 0 L/min. Dans le bilan énergétique, le terme correspondant à la puissance transmise ou reçue par le fluide circulant dans ce tube devient nul. Le bilan énergétique est alors simplifié : par exemple, si le fluide chaud circule dans le tube central, l'équation (16) devient :

$$P_{us} = q_{fr\_us} + q_{env\_us} \quad (27)$$

La puissance ultrasonore dissipée peut alors être estimée à l'aide de l'équation (1) ou (2) selon le fluide correspondant, ici pour l'exemple du fluide froid, l'équation (2). Cela donne une bonne première approximation mais il reste encore plusieurs points à prendre en compte, évoqués ci-dessous avec les solutions correspondantes :

- l'estimation de  $q_{env\_us}$  : à l'aide de l'équation (27) seulement, il est impossible de connaître précisément les contributions respectives de la puissance ultrasonore dissipée et du transfert de chaleur avec l'environnement, même si cette dernière est probablement négligeable. On effectue alors une expérience préliminaire dans les mêmes conditions mais sans ultrasons afin d'estimer  $q_{env}$ , qui sera supposé égal à  $q_{env\_us}$ . Cette hypothèse n'est bien entendu pas tout à fait exacte mais elle permet tout de même une meilleure approximation. Pour qu'elle soit exacte, il faudrait considérer soit que l'échangeur est parfaitement isolé, soit que ses conditions en surface en contact avec l'air ne changent pas : sa température (qui peut en fait augmenter du fait des vibrations de la structure) et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant (qui peut aussi être potentiellement modifié du fait des vibrations).
- la reproductibilité du résultat si le fluide dans le tube central circule. En effet, en fonction de la vitesse de circulation du fluide dans le tube central, la répartition de la dissipation de la puissance ultrasonore peut éventuellement changer (suite à une adaptation du générateur par exemple). Pour tenter d'apporter une réponse à ce point, des mesures calorimétriques ont été effectuées avec le tube central vide (rempli d'air) afin de modifier complètement les impédances acoustiques successives des milieux (eau/acier/air, plutôt que eau/acier/eau) et aucune différence n'a été constatée sur la transmission et la dissipation de la puissance ultrasonore comme il sera montré par la suite.
- la gestion de trois autres erreurs potentielles relevées :
  - les incertitudes de mesures et de calculs, abordées ci-après
  - l'adaptation du générateur, modifiant parfois la puissance transmise pour des raisons qui ne sont pas toujours identifiées (aussi bien au cours des mesures calorimétriques qu'au cours des expériences)

- la puissance ultrasonore transmise, pas forcément dissipée sous forme d'énergie thermique immédiatement, mais seulement après diminution des effets mécaniques

Le graphique de la Figure 53 retrace l'évolution des puissances ultrasonores transmises calculées par la méthode calorimétrique en fonction du débit de fluide dans l'espace annulaire pour les deux configurations (fluide chaud ou froid circulant dans l'espace annulaire). Trois valeurs différentes pour chaque configuration ainsi que la valeur moyenne correspondante sont présentées. La valeur 1 (« chaud 1 » ou « froid 1 ») correspond aux débits testés dans l'ordre croissant, la valeur 2 aux débits testés dans l'ordre décroissant et enfin la valeur 3 correspond aux débits testés dans l'ordre croissant mais avec le tube central vide. Pour rappel, pour les courbes concernant le fluide chaud dans l'espace annulaire, la gamme de débits étudiée est toujours plus petite à cause de la pompe.

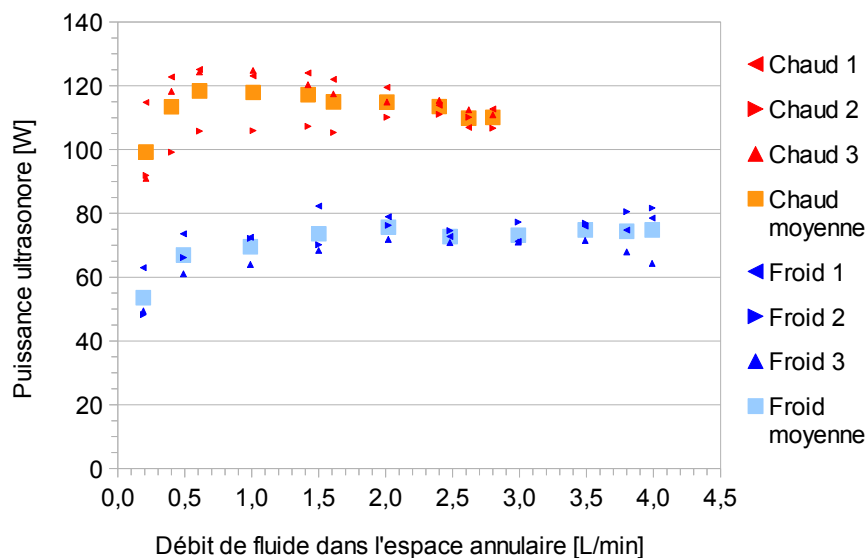


Figure 53 : estimation de la puissance ultrasonore transmise

Tout d'abord, la puissance ultrasonore transmise est toujours plus élevée lorsque le fluide chaud circule dans l'espace annulaire. Il s'agit le plus probablement d'une simple adaptation automatique du générateur ultrasonore, dont plusieurs causes peuvent être à l'origine. Par exemple, celle-ci peut être liée à une dilatation de la structure ou de certains éléments constitutifs, modifiant légèrement les modes de vibration, d'où la difficulté du générateur à faire entrer la structure en résonance. Ou encore, cela peut être aussi lié à la modification des propriétés thermophysiques de l'eau, telles que sa viscosité, qui va modifier la transmission de l'onde entre la structure et le milieu. Des essais ont aussi été réalisés avec de l'eau à des températures d'entrée intermédiaires (20, 25, 30, 35 °C). Les courbes obtenues se situent entre celles présentées par la Figure 53 mais leurs tendances sont beaucoup moins claires.

Les différences entre les séries d'essais (1, 2 et 3) sont très minimales, ce qui signifie que l'ordre de test des débits ou les modifications des successions d'impédances acoustiques n'ont que très peu d'influence sur la transmission et la dissipation de la puissance ultrasonore. De même, des mesures calorimétriques ont été réalisées dans le Sonitube® tel quel, c'est-à-dire fonctionnant sans le tube central. Des valeurs tout à fait similaires ont été obtenues (non présentées ici), ce qui indique que ce tube central ne semble pas perturber le comportement du générateur.

Les résultats et les explications de cette section, couplés aux bilans énergétiques équilibrés, montrent qu'il n'est donc pas incorrect d'estimer la puissance ultrasonore par cette méthode. En

d'autres termes, il est possible de supposer que les effets des ultrasons et surtout que la dissipation thermique ont lieu majoritairement dans le fluide circulant dans l'espace annulaire. De plus, cela est tout à fait en accord avec le fait qu'il s'agit peut-être de la structure qui s'échauffe en partie, puis qui transmet cette énergie thermique indirectement au fluide.

#### ***IV.1.4 . Remarques générales et incertitudes de mesure***

Après calibration des sondes Pt100, il a été précisé que la différence maximale entre les valeurs mesurés par deux sondes était de 0,03 K (peu importe la valeur exacte de température car seules des écarts sont utilisés pour les calculs). Quand aux débitmètres, l'incertitude de mesure est voisine de 3 %. L'incertitude de calcul maximale sur le flux échangé peut alors être exprimée par l'équation (28) :

$$\frac{M(q)}{q} = \left[ \left( \frac{M(\dot{m})}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{M(Cp)}{Cp} \right)^2 + \left( \frac{M(\Delta T)}{\Delta T} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

où  $M$  est l'incertitude de mesure associée. Cette équation est issue directement de la méthodologie développée par Moffat (Moffat, 1988). L'application numérique avec les valeurs volontairement surestimées ou prises dans les conditions les moins favorables donne :

$$\frac{M(q)}{q} = \left[ (0,035)^2 + \left( \frac{4193 - 4180}{4180} \right)^2 + \left( \frac{0,04}{1} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \approx 5,3 \% \quad (29)$$

L'équation (29) donne donc l'incertitude maximale calculée sur les flux échangés (ou sur la puissance ultrasonore estimée), dans le cas le plus défavorable. Des calculs non présentés ici car tout à fait similaires aux équations (28) et (29) ont été effectués pour les incertitudes liées à l'évaluation du coefficient global d'échange et du facteur d'intensification. L'incertitude maximale sur le calcul de  $U$  a été trouvée à 4,5 % et celle sur le calcul de  $EF$  à 6 % (Legay et al., 2012). La difficulté principale vient de l'estimation de l'incertitude sur la DTML, dont les calculs sont présentés en Annexe 2.

Un autre point important pour lequel il convient de prendre certaines précautions est la position des sondes de température lorsque le régime d'écoulement est laminaire. En effet, comme le montre la Figure 54 pour deux exemples concrets avec ce type de régime, il est bien connu que la température d'un fluide peut être très différente selon le point de mesure (Bontemps et al., 1994).

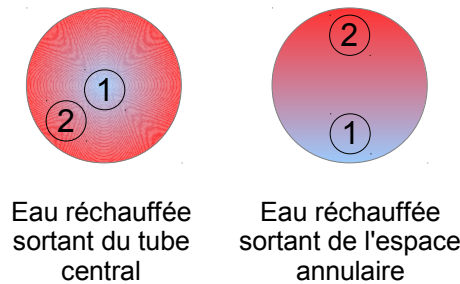


Figure 54 : difficultés de positionnement des sondes de température

Selon le positionnement de la sonde (1 ou 2), la température ne sera pas la même. Par exemple, pour un fluide réchauffé sortant du tube central, sa température sera plus élevée près des parois du tube si ce fluide n'a pas été mélangé. De la même façon, l'écoulement d'eau réchauffée sortant de l'espace annulaire par une conduite perpendiculaire peut très bien avoir le temps de se « stratifier » ; ainsi, la température entre le haut et le bas du tube ne sera pas la même.

Il existe plusieurs précautions possibles pour palier à cet inconvénient : par exemple répéter plusieurs fois les expériences après des temps d'attente suffisamment long et un redémarrage des pompes, faire pivoter l'échangeur ou les sondes de température afin d'évacuer les éventuelles bulles d'air ou encore bien vérifier directement sur le logiciel le bon équilibre du bilan énergétique. Heureusement, cela n'a lieu que pour très peu de débits car les sondes se situent au niveau des connecteurs en T, qui favorisent naturellement le mélange de fluide et homogénéisent sa température. Ce problème n'existe pas pour les régimes d'écoulement turbulents autour des sondes.

## IV.2 - Coefficient global d'échange

### IV.2.1 . Facteurs d'intensification

Sur le graphique de la Figure 47, des facteurs d'intensification ( $U_{us}/U$ ) moyennés ont été tracés pour permettre une comparaison des différentes configurations entre elles. Il s'agit à présent d'étudier l'influence des débits et des régimes hydrauliques plus en détail, pour une seule configuration. La Figure 55 montre l'évolution des facteurs d'intensification en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire pour tous les débits d'eau froide dans le tube central testés. Deux courbes représentant des valeurs moyennes des  $EF$  ont aussi été ajoutées, l'une correspondant aux 3 régimes laminaires testés dans le tube central, et l'autre aux 7 régimes turbulents.

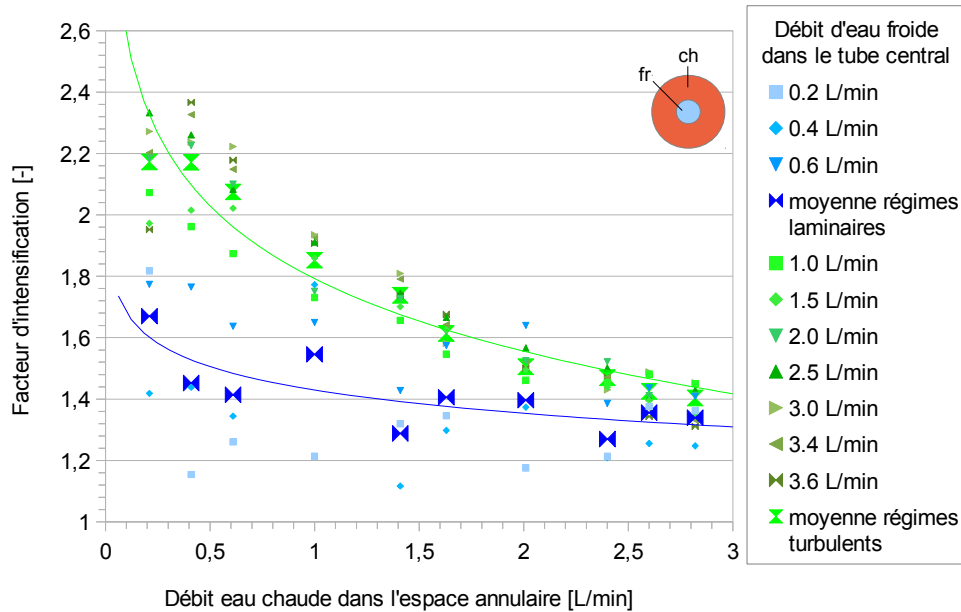


Figure 55 : facteurs d'intensification en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire, pour différents débits d'eau froide dans le tube central

Étant donné les facteurs d'intensification toujours supérieurs à 1, il apparaît que le coefficient global d'échange en présence d'ultrasons est toujours supérieur à celui calculé dans les mêmes conditions mais sans ultrasons. Pour des faibles débits de fluide dans l'espace annulaire, c'est-à-dire des vitesses de circulation très faibles, le facteur d'intensification atteint fréquemment des valeurs supérieures à 2 si le régime d'écoulement du fluide dans le tube central est turbulent. S'il est laminaire, les facteurs d'intensification sont légèrement plus faibles, ce qui signifie que la résistance thermique dans le tube central est moins impactée. En augmentant le débit de fluide chaud dans l'espace annulaire, les facteurs d'intensification tendent vers une même valeur. Une asymptote à environ 40 % d'augmentation du coefficient global d'échange est relevée alors que le régime d'écoulement dans l'espace annulaire devient turbulent (à 2,8 L/min,  $Re=2470$ ).

Toutes ces constatations peuvent être résumées dans un schéma récapitulatif simplifié tel que celui présenté en Figure 56. Il s'agit d'une vue agrandie au niveau de la paroi du tube central représentant les différentes résistances thermiques. Les configurations hydrauliques choisies correspondent aux meilleures intensifications observées, c'est-à-dire à un régime laminaire dans l'espace annulaire (représenté établi par simplification) et à un régime turbulent dans le tube interne.



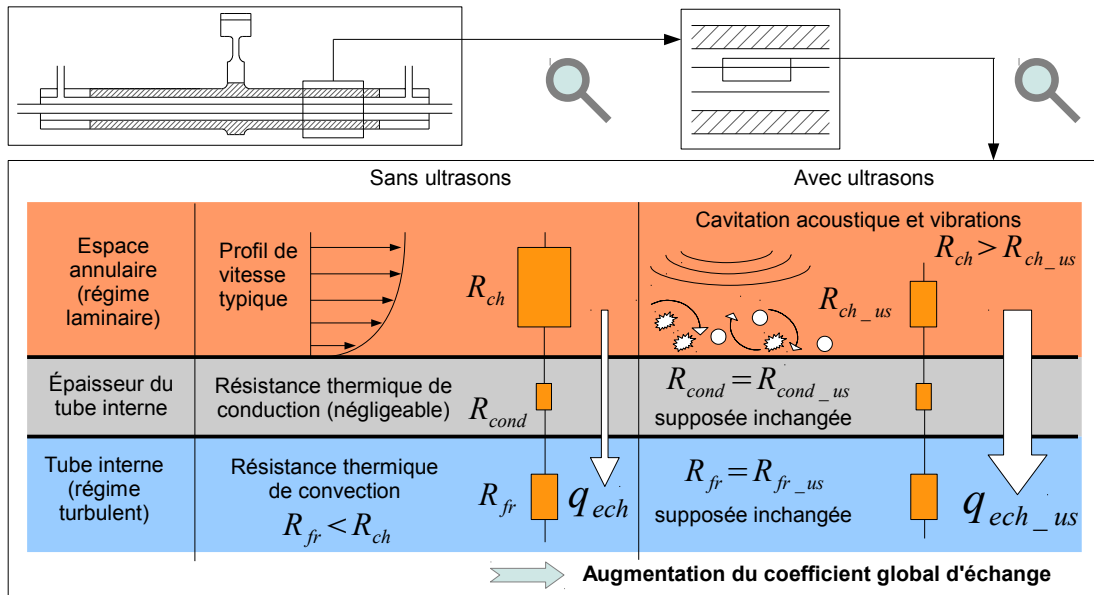


Figure 56 : interprétation de l'augmentation du coefficient global d'échange

En l'absence d'ultrasons, la résistance thermique limitante est donc celle liée à la convection dans le fluide de l'espace annulaire (ici l'eau chaude). Le flux échangé est par conséquent représenté assez faible. En présence d'ultrasons, les résistances thermiques liées à la convection dans le tube interne et à la conduction dans l'épaisseur du tube sont supposées inchangées (ou de manière négligeable). Par contre, dans le fluide circulant dans l'espace annulaire, les effets ultrasonores sont très marqués (surtout en régime laminaire avec une vitesse d'écoulement très faible). La cavitation acoustique, les vibrations et les micro-agitations associées contribuent à la diminution notable de la résistance thermique, au moins de ce côté de l'échangeur. Celle-ci étant la résistance thermique la plus importante, sa diminution permet directement une augmentation du flux échangé.

### IV.2.2 . Débit équivalent

Une nouvelle méthode simple et connue permet d'obtenir une estimation rapide du débit de fluide équivalent dans l'espace annulaire nécessaire sans ultrasons pour retrouver un coefficient global d'échange identique avec ultrasons, toutes autres conditions opératoires inchangées. Cette méthode consiste simplement à tracer les évolutions des coefficients globaux d'échange avec et sans ultrasons en fonction du débit d'eau modifiable (dans l'espace annulaire pour les exemples ci-dessous). On trace ensuite une ligne horizontale à hauteur du coefficient global d'échange que l'on souhaite atteindre et on regarde pour quels débits cette droite coupe les courbes des coefficients globaux d'échange. Il suffit ensuite de comparer ces débits, ce qui permet d'estimer rapidement l'économie faite par exemple sur la consommation de la pompe de circulation (en supposant les pertes de charge inchangées par les ultrasons). La Figure 57 présente cette méthodologie pour la configuration avec le fluide froid dans l'espace annulaire et un débit de fluide chaud dans le tube central choisi arbitrairement à 1,4 L/min.

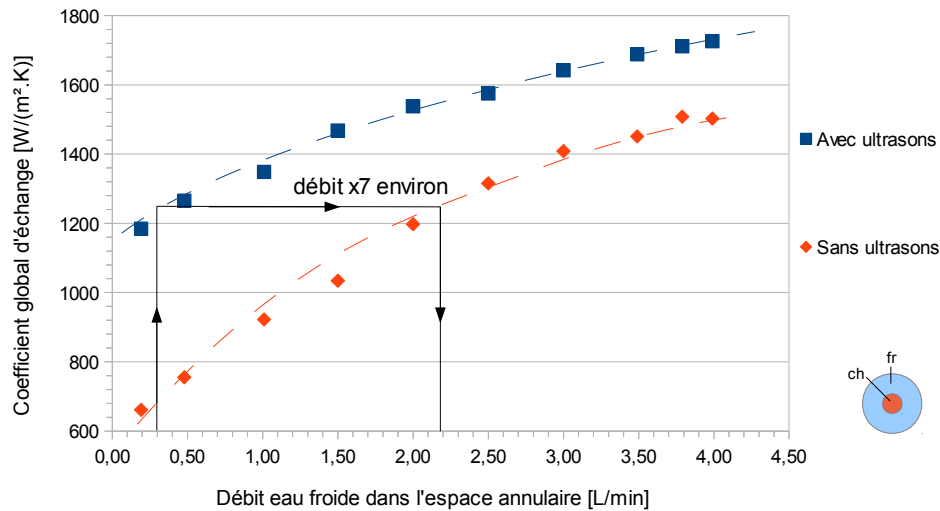


Figure 57 : exemple d'augmentation nécessaire du débit de fluide froid dans l'espace annulaire pour un coefficient global d'échange équivalent sans ultrasons (débit d'eau chaude dans le tube central : 1,4 L/min)

On constate simplement sur cet exemple que pour un coefficient d'échange de  $1250 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , on peut diviser par 7 le débit si l'on ajoute des ultrasons, sans pertes au niveau du coefficient global d'échange. Il y a d'autres méthodes d'utilisation d'un tel graphique, comme par exemple celle schématisé directement sur cette même figure : fixer un débit faible, regarder ensuite le coefficient d'échange correspondant avec ultrasons, puis de quelle quantité il faudrait augmenter ce débit pour garder le même coefficient sans ultrasons.

La Figure 58 propose un exemple similaire dans la configuration où le fluide chaud circule dans l'espace annulaire. L'échangeur fonctionne toujours à co-courant, avec un débit d'eau froide dans le tube central de 3,6 L/min.

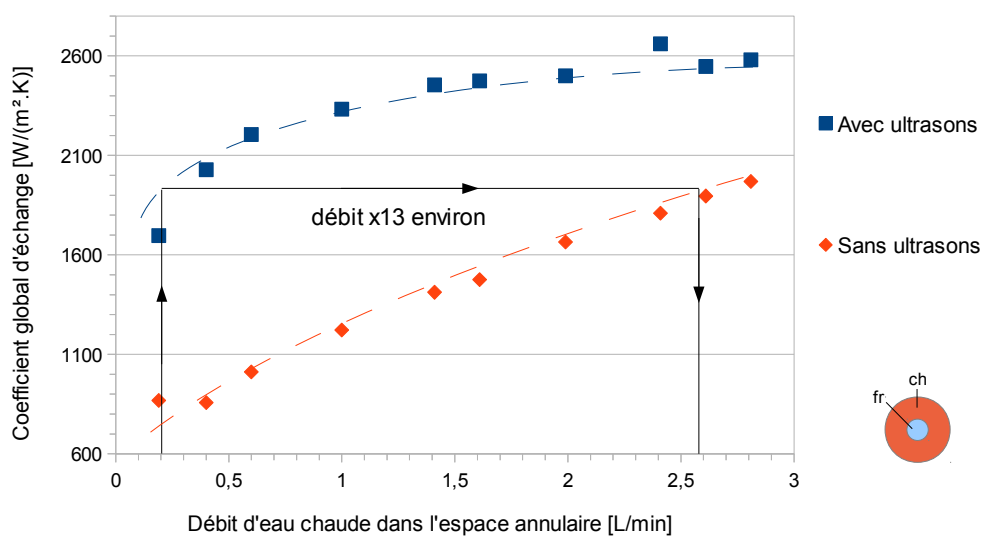


Figure 58 : exemple d'augmentation nécessaire du débit de fluide chaud dans l'espace annulaire pour un coefficient global d'échange équivalent sans ultrasons (débit d'eau froide dans le tube central : 3,6 L/min)

Par rapport à la Figure 57, on constate simplement que l'amélioration est un peu plus intéressante pour les débits choisis, ce qui est probablement dû aux meilleures performances en général dans cette configuration. Il s'agirait, dans un cas industriel concret, de comparer la puissance consommée par le générateur ultrasonore à la puissance de pompage économisée.

De manière similaire, il est tout à fait possible d'imaginer des expériences où l'on fixe un certain écart de température et où l'on relève les valeurs de flux échangé sans ultrasons. Ensuite, en présence d'ultrasons, on réduit cet écart de température (en gardant les autres paramètres inchangés) jusqu'à obtenir le même flux échangé. On peut ainsi directement juger les économies faites sur le chauffage ou le refroidissement de l'un des deux fluides pour obtenir un échange similaire et les comparer à la puissance consommée par le générateur ultrasonore. Les autres paramètres qui peuvent être ainsi étudiés (en fixant tous les autres) sont la surface d'échange, la puissance de pompage ou encore le flux échangé (Manglik, 2003).

## IV.3 - Essai de modélisation sans ultrasons

### IV.3.1 . Introduction et hypothèses de calcul

Afin de vérifier les valeurs expérimentales obtenues, des calculs des différents coefficients de transfert ont été réalisés à l'aide des corrélations usuelles de la littérature. Il s'agit donc d'estimer, à partir des débits de fluides et de la géométrie de l'échangeur, les nombres de Reynolds, de Nusselt, les coefficients convectifs associés et les différentes résistances thermiques. Les coefficients globaux d'échange théoriques peuvent être ainsi déduits, analysés et comparés aux valeurs expérimentales.

Les corrélations utilisées pour le calcul des nombres de Nusselt (  $Nu$  ) sont résumées dans le Tableau 4 ci-dessous :

	Régime laminaire	Régime turbulent
Tube	$Nu = 4,364 + \frac{0,086 \left( Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{1,33}}{1 + 0,1 Pr \left( Re \frac{D_h}{L} \right)^{0,83}}$	$Nu = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left( \frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ <p>avec <math>f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{1/2}</math></p>
Espace annulaire	$Nu = 3,66 + \left( 1 + 0,14 \left( \frac{D_{int}}{D_2} \right)^{0,16} \right) \frac{0,19 \left( Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{0,8}}{1 + 0,117 \left( Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{0,467}}$	$Nu = 0,02 Re^{0,8} Pr^{0,3} \left( \frac{D_{int}}{D_2} \right)^{0,16} \times 0,86$

Tableau 4 : récapitulatif des corrélations utilisées

Il est à noter que ces corrélations correspondent, dans la mesure du possible et pour être en accord avec la réalité expérimentale, à des écoulements non établis des points de vue thermique et/ou hydrodynamique (Incropera et al., 2011 ; Cheresources.com, 2012). Parmi les différentes notations,  $D_h$ ,  $D_2$ , et  $D_{int}$  correspondent respectivement au diamètre hydraulique (du côté concerné), au diamètre externe du tube central et au diamètre interne du Sonitube®. Les nombres de Reynolds (  $Re$  ), Prandtl (  $Pr$  ) et Nusselt (  $Nu$  ) sont exprimés comme suit :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (30)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (31)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (32)$$

Les paramètres qui n'ont pas été encore décrits jusqu'à présent sont  $V$ , la vitesse d'écoulement du fluide,  $\mu$ , sa viscosité dynamique et  $L$ , la longueur caractéristique de la surface de transfert (éventuellement différente de  $D_h$ ). Pour toutes les valeurs théoriques calculées par la suite, les caractéristiques de l'eau à environ 25 °C sont choisies :  $\mu = 0,001 \text{ Pa s}$ ,  $\rho = 1000 \text{ kg m}^{-3}$ ,  $Pr = 6,5$ ,  $k = 0,6 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ . Cela est possible étant donné les faibles écarts de température : entre 15 et 37 °C au maximum. Les deux espaces de circulation des fluides étant totalement remplis, pour le tube central :  $D_h$  est égal au diamètre interne et pour l'espace annulaire :  $D_h = D_{int} - D_2$ . Une première macro LibreOffice BASIC, présentée en Annexe 3, a été spécialement conçue pour calculer rapidement tous les coefficients globaux d'échange correspondants.

Une seconde macro a aussi été spécialement développée pour des calculs plus précis. Il s'agit de faire apparaître une fenêtre dans laquelle tous les paramètres peuvent être sélectionnés ou entrés manuellement. Ainsi, les variations des propriétés thermophysiques des fluides, par exemple en fonction de la température moyenne sélectionnée, peuvent être prises en compte. La fenêtre ouverte dès le lancement de la macro est présentée en détail par la Figure 59. En bleu sont encadrées les données à rentrer manuellement ou celles automatiquement complétées et en rouge sont encadrées les données calculées. Ce programme ainsi que le fichier correspondant sont disponibles librement.

The screenshot shows a software window with the following sections and annotations:

- Hydrodynamic Conditions:**
  - Tube Fluid Flow rate [L/min]: 0,40
  - Annulus Fluid Flow rate [L/min]: 0,60
  - Annotation: Débits des fluides des deux côtés de l'échangeur
- Internal Pipe:**
  - Pipe Characteristics:**
    - Internal Diameter [m]: 0,010
    - External Diameter [m]: 0,012
    - Length [m]: 0,33
    - Thermal Conductivity [W m-1 K-1]: 29,00
    - Annotation: Caractéristiques du tube interne
  - Fluid Characteristics:**
    - Mean Temperature [°C]:
    - Specific Volume [m³/kg]:
    - Specific Heat [J/(kg K)]:
    - Viscosity [Pa s]:
    - Thermal Conductivity [W m-1 K-1]:
    - Prandtl Number:
    - Annotation: Espace prévu pour l'évolution éventuelle des caractéristiques du tube externe
- Annulus:**
  - Fluid Characteristics:**
    - Mean Temperature [°C]:
    - Specific Volume [m³/kg]:
    - Specific Heat [J/(kg K)]:
    - Viscosity [Pa s]:
    - Thermal Conductivity [W m-1 K-1]:
    - Prandtl Number:
    - Annotation: Température moyenne des fluides à sélectionner dans une liste, propriétés thermophysiques mises à jour automatiquement
- Heat Exchanger:**
  - Thermal Resistances:**
    - Conduction [K W-1]:
    - Pipe Side [K W-1]:
    - Annulus Side [K W-1]:
    - Overall Heat Transfer Coefficient [W m-2 K-1]:
    - Annotation: Caractéristiques calculées de d'échangeur : résistances thermiques et coefficient global d'échange
- Calculated Values (Red Boxes):**
  - Internal Surface [m²]:
  - Heat Transfer Area [m²]:
  - Reynolds Number:
  - Nusselt Number:
  - Convection Heat Transfer coefficient [W m-2 K-1]:
  - Annotation: Grandeurs calculées pour chaque fluide
- Buttons:**
  - Lancer le calcul
  - Compute

Figure 59 : copie de la fenêtre ouverte à l'exécution de la seconde macro LibreOffice BASIC développée pour le calcul précis des coefficients globaux d'échange

Un point particulier concerne le calcul du coefficient d'échange dans l'espace annulaire à partir du nombre de Nusselt, plus particulièrement le choix de la longueur caractéristique  $L$ . Normalement, celle-ci doit être choisie égale au diamètre hydraulique, c'est-à-dire à la différence entre le diamètre interne du Sonitube®  $D_{int}$  et le diamètre externe du tube central  $D_2$ . Cependant, il peut arriver que  $D_{int} \gg D_2$ , alors que le transfert thermique a lieu seulement autour de  $D_2$ . Ainsi, il peut parfois devenir illogique de choisir  $L = D_h$ , autrement dit de surestimer la longueur caractéristique et de sous-estimer le coefficient convectif (voir équation (32)). Le choix effectué pour le calcul du coefficient convectif côté espace annulaire dans cette géométrie consiste donc à prendre  $L = D_2$ . Cela permet de gagner en précision de calcul et de trouver des valeurs théoriques de coefficient global d'échange plus proches des valeurs expérimentales.

### IV.3.2. Exemples

Le premier exemple, présenté par le graphique de la Figure 60, montre les évolutions des coefficients globaux d'échange expérimentaux dans les quatre configurations et celle de la valeur théorique associée. Étant donné que les propriétés thermophysiques de l'eau ont été sélectionnées à 25 °C et que le fonctionnement à co-courant ou contre-courant ne change rien à la valeur du coefficient global d'échange pour des débits équivalents, une seule valeur théorique par débit est calculée.

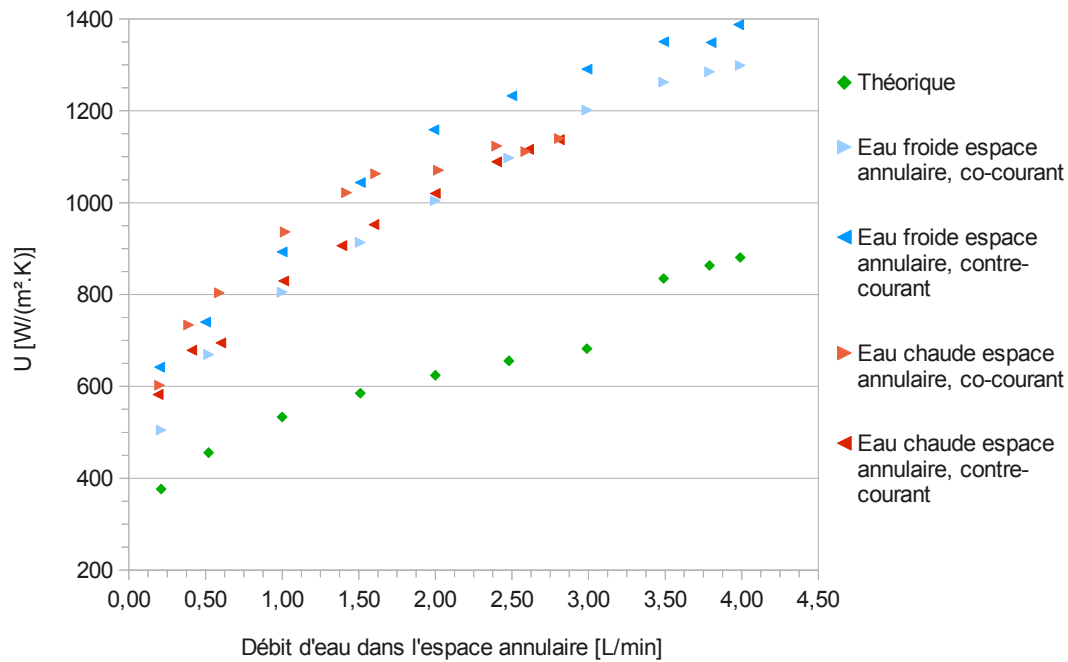
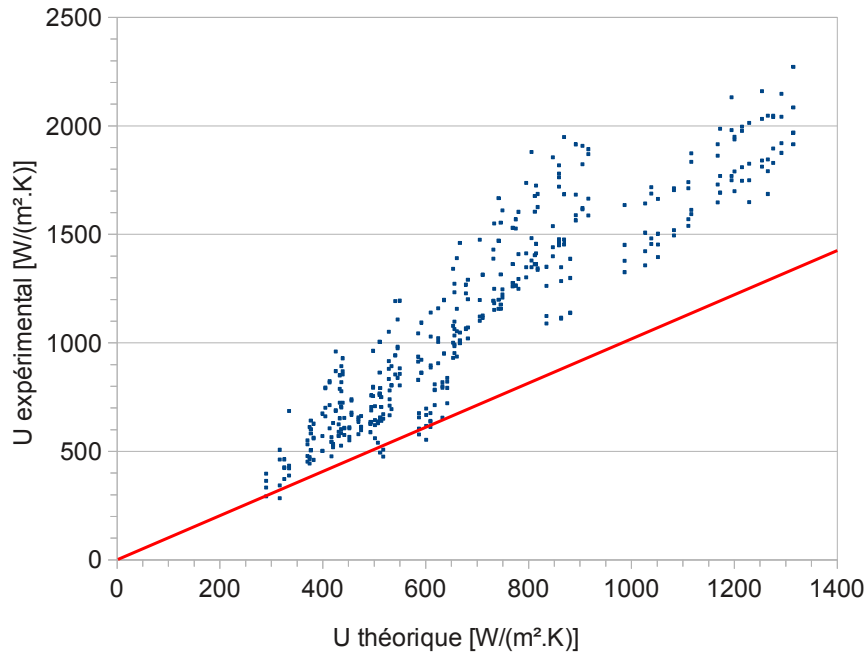


Figure 60 : coefficients globaux d'échange théorique et expérimentaux pour les quatre configurations d'échange, débit d'eau (chaude ou froide) dans le tube central : 1,0 L/min

On constate tout d'abord que les valeurs expérimentales du coefficient global d'échange augmentent régulièrement avec le débit d'eau dans l'espace annulaire et surtout, que la configuration ne semble pas avoir d'influence notable sur ces valeurs. Il n'est donc pas aberrant de négliger les variations des propriétés thermophysiques de l'eau sur les gammes de température étudiées en sélectionnant une température moyenne de l'eau à 25 °C pour la modélisation. Ensuite, on s'aperçoit que les valeurs théoriques suivent la même tendance que les valeurs expérimentales mais sont inférieures à celles-ci, au maximum environ deux fois. D'après les calculs détaillés, cet écart est dû en grande partie au faible coefficient convectif côté espace annulaire, induisant une résistance thermique élevée et fortement limitante. Le choix de  $L = D_2$  contribue à la diminution de cet écart, tout comme lorsque le nombre de Reynolds devient supérieur à 2300 (débit > 3,0 L/min) et que la corrélation employée pour le calcul du nombre de Nusselt change (3 derniers points du graphique de la Figure 60).

Plutôt que de présenter plusieurs graphiques similaires à celui de la Figure 60 afin de vérifier si les tendances sont les mêmes pour d'autres gammes de débits, le choix a été fait de présenter un diagramme de parité récapitulatif. Ainsi, pour les quatre configurations étudiées, les coefficients globaux d'échange calculés théoriquement sont placés en abscisse et les coefficients globaux d'échange correspondant et obtenus expérimentalement sont reportés en ordonnées. La droite d'équation «  $y=x$  » est aussi tracée et correspondrait à l'égalité des coefficients globaux d'échange théoriques et expérimentaux.



*Figure 61 : diagramme de parité : comparaison de tous les coefficients globaux d'échange pour les quatre configurations et pour tous les débits testés*

Les coefficients d'échange globaux expérimentaux sont, tout comme dans l'exemple de la Figure 60, généralement supérieurs à ceux calculés d'après les corrélations. Il faut donc trouver une explication à ce constat. Il est fort probable que les corrélations utilisées, particulièrement pour le calcul du nombre de Nusselt et du coefficient convectif dans l'espace annulaire, ne correspondent pas à l'écoulement réel. En effet, il est tout d'abord très difficile de trouver une corrélation adaptée à un écoulement non établi (thermiquement et hydrodynamiquement) dans un espace annulaire. De plus, l'entrée et la sortie de fluide sont perpendiculaires au sens d'écoulement du fluide dans l'échangeur, ce qui augmente le coefficient d'échange convectif local et rend l'établissement de l'écoulement plus difficile étant donné la faible longueur d'échange. Dans le tube central, ces problèmes n'ont pas lieu : l'écoulement est la plupart du temps turbulent, l'arrivée est dans le même sens que l'écoulement au sein de l'échangeur, les corrélations sont plus faciles à trouver et sont plus adaptées aux régimes non établis et enfin, les longueurs d'établissement de l'écoulement sont plus courtes.

## Conclusion

Ce chapitre a présenté une étude des performances de l'échangeur dans la géométrie avec le tube central 7 – 8 (diamètre interne 7 mm, diamètre externe 8 mm). Les bilans énergétiques, sous forme de graphiques, montrent l'augmentation des flux transmis et reçus en fonction des débits choisis et permettent de faire apparaître la résistance thermique limitante, utile lors des interprétations. Les performances énergétiques et les mesures calorimétriques sont détaillées et comparées pour chaque configuration. Lorsque le fluide chaud circule dans l'espace annulaire, il est mis en évidence que l'intensification des performances et la puissance ultrasonore transmise sont plus importantes. Enfin, avant de présenter l'étude des coefficients globaux d'échange sous forme de facteurs d'intensification, les calculs d'incertitudes sont présentés et analysés. L'interprétation la plus probable de l'augmentation du coefficient global d'échange en fonction des différentes résistances thermiques est aussi donnée sous forme de schéma.

Dans la plupart des études d'augmentation des transferts de chaleur, il est possible de fixer certains paramètres afin d'étudier l'influence de la méthode d'intensification par rapport au dernier paramètre non fixé (différence de température, débit, surface d'échange...). L'exemple donné ici concerne le débit, et l'on s'aperçoit après simple tracé de graphique que l'ajout d'ultrasons permet d'obtenir un débit équivalent à plus d'une dizaine de fois le débit réel. Il serait possible de faire de même afin d'étudier la baisse de différence de température entre les deux fluides ou encore la réduction de la surface d'échange pour un flux échangé identique. Enfin, dans le but de valider les résultats expérimentaux, des essais de modélisation des coefficients globaux d'échange sans ultrasons ont été effectués. Afin d'améliorer la précision et le temps de calcul, deux programmes ont été spécialement développés sous LibreOffice BASIC. Les valeurs théoriques calculées sont presque toujours inférieures à celles obtenues expérimentalement, très probablement à cause de la longueur d'établissement de l'écoulement dans l'espace annulaire, qui induit des coefficients d'échange plus élevés expérimentalement.



---

## V ) Comparaison entre différentes géométries et influence des ultrasons sur la réduction de l'encrassement

## Introduction

Après une étude complète de l'échangeur dans les deux géométries précédentes, proches de cas concrets, il s'agit à présent de tester son fonctionnement dans des situations moins ordinaires. Cela doit par exemple permettre d'en apprendre davantage sur le comportement du système en général, de vérifier certaines hypothèses ou encore d'ouvrir de nouvelles perspectives de recherche.

Ce chapitre se décompose en deux parties. Tout d'abord, les résultats obtenus avec différents tubes centraux sont proposés, pour lesquels l'épaisseur du tube, les propriétés de l'un des fluides et le matériau constitutif du tube sont modifiés. Ensuite, afin de simuler une couche d'encrassement thermiquement et mécaniquement résistante, le tube central est peint à l'aide d'une peinture en spray adhérente à tous les types de surface testés. Le nettoyage des tubes lors du fonctionnement de l'échangeur en présence d'ultrasons est alors observé visuellement, ainsi qu'en relevant régulièrement la valeur du coefficient global d'échange. Les photographies du tube central et les courbes traçant l'évolution du coefficient global d'échange en fonction de la durée d'exposition aux ultrasons donnent une idée de leur capacité quant au nettoyage du système, c'est-à-dire à la réduction de l'encrassement en situation réelle.

Les résultats proposés ici correspondent davantage à une ouverture du sujet, essayant de tirer profit au maximum des possibilités offertes par ce système et par son banc d'essais dédié.

### V.1 - Fonctionnement avec de nouveaux tubes

#### *V.1.1 . Tube acier 1 : 5,6 – 6 mm*

Ce premier tube en acier, de diamètre interne 5,6 mm et de diamètre externe 6 mm, présente la particularité d'être plus fin que les tubes de même matériau étudiés précédemment. Son épaisseur étant de 0,2 mm seulement, il était possible d'espérer que les vibrations de structure soient éventuellement mieux transmises au fluide circulant à l'intérieur de ce tube, et puissent ainsi modifier la résistance thermique correspondante.

Cependant, les facteurs d'intensification calculés sont du même ordre de grandeur que pour les tubes précédents (maximum à environ 2,5) et les courbes obtenues ont exactement la même allure. Cela semble indiquer que les interprétations précédentes sont toujours valables, c'est-à-dire que la résistance thermique du fluide dans le tube central reste la cause de la limitation du transfert thermique. Les courbes représentant l'évolution des facteurs d'intensification ne seront donc pas présentées dans cette section et le choix se portera sur la présentation de bilans énergétiques simplifiés, faisant apparaître de nouvelles tendances.

La Figure 62 montre les évolutions des flux échangés sans et avec ultrasons en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire et pour 5 débits d'eau froide dans le tube central, répartis sur toute la gamme étudiée. L'échangeur fonctionne à contre-courant. Pour rappel, le flux échangé ( $q_{ech}$  ou  $q_{ech\_us}$ ) correspond au flux reçu par l'eau froide dans cette configuration. Dans l'espace annulaire, la gamme des nombres de Reynolds s'étend de 190 à 2660 ; dans le tube central, elle s'étend de 820 à 15670.

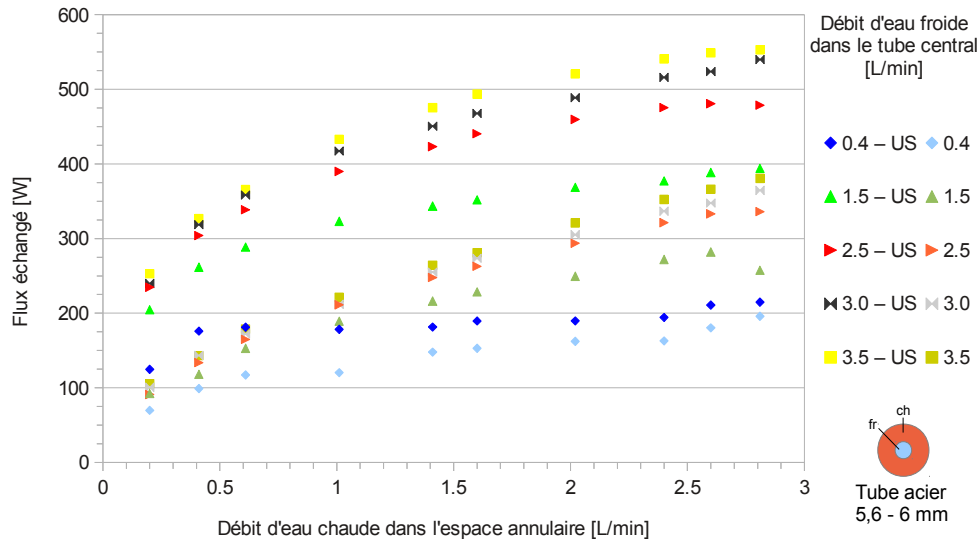


Figure 62 : flux échangé avec et sans ultrasons en fonction du débit d'eau chaude dans l'espace annulaire et pour différents débits d'eau froide dans le tube central (« - US » : avec ultrasons)

Deux tendances principales apparaissent sur ce graphique. Tout d'abord, comme pour les autres configurations, le flux échangé en présence d'ultrasons est toujours supérieur à celui échangé sans ultrasons pour une configuration identique. Ensuite, il est intéressant d'observer que les valeurs de flux échangé augmentent graduellement avec le débit d'eau froide (cette tendance sera encore plus visible sur la Figure 63). En d'autres termes, à faible débit d'eau froide (0,4 L/min), surtout sans ultrasons, le flux échangé semble quasiment constant en fonction du débit d'eau dans l'espace annulaire. Cela n'est pas le cas lorsque le débit d'eau froide est plus élevé ( $> 2,5$  L/min), où le flux échangé augmente graduellement avec le débit d'eau chaude. Ces observations indiquent fort probablement que la résistance thermique convective liée au fluide dans le tube central se trouve diminuée au fur et à mesure que le débit correspondant augmente. Cette résistance thermique ne s'oppose donc plus à une augmentation du flux échangé avec le débit d'eau chaude dans l'espace annulaire, d'où l'augmentation progressive des flux échangés.

Afin d'illustrer de nouveau cette tendance, également observable pour les géométries et les configurations étudiées précédemment, la Figure 63 propose le même type de graphique mais pour la configuration où le fluide froid circule dans l'espace annulaire, toujours à contre-courant. Le flux échangé avec ou sans ultrasons sera cette fois celui transmis par l'eau chaude. Dans l'espace annulaire, la gamme des nombres de Reynolds s'étend de 190 à 3610 ; dans le tube central, elle s'étend de 820 à 11550.

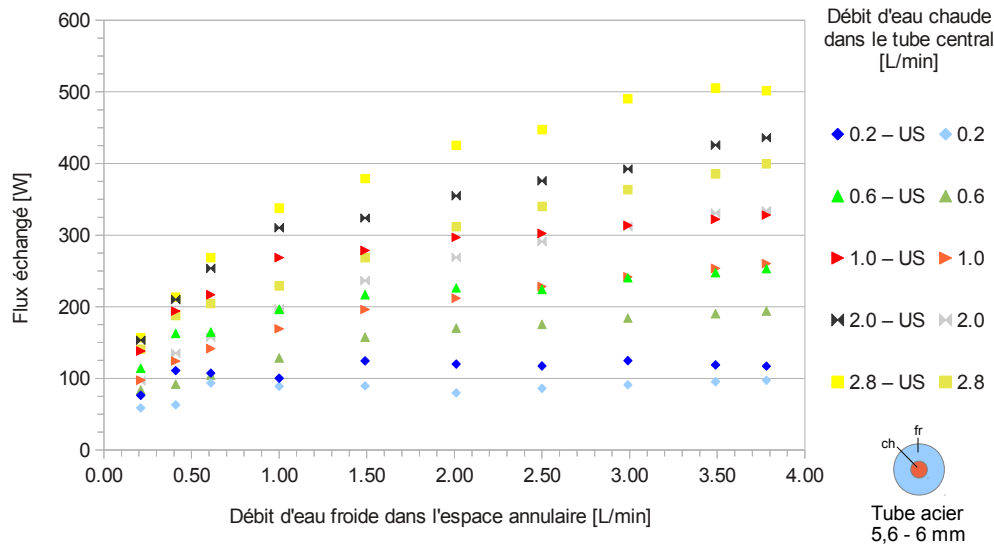


Figure 63 : flux échangé avec et sans ultrasons en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire et pour différents débits d'eau chaude dans le tube central (« - US » : avec ultrasons)

Dans cette configuration, ce graphique conduit aux mêmes constatations que pour la Figure 62. En effet, pour un faible débit de fluide dans le tube central ( $\leq 0,6$  L/min), le flux échangé avec et sans ultrasons n'augmente pas avec le débit d'eau dans l'espace annulaire car la résistance thermique convective liée au fluide dans le tube central est limitante. Si cette résistance thermique diminue progressivement, c'est-à-dire si le débit d'eau chaude augmente ( $\geq 1$  L/min), le flux échangé est donc libre d'augmenter en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire. C'est donc cette augmentation progressive du flux échangé avec le débit d'eau chaude dans le tube central, en l'absence ou en présence d'ultrasons, qui peut être constatée sur ce graphique (courbes « empilées »).

### V.1.2. Tube acier 2 : 7 – 8 mm, influence du $\text{CO}_2$

Au cours de l'étude complète du tube 7 – 8 mm en acier, présentée au chapitre précédent, il a été possible de tester l'influence d'un gaz dissous dans l'eau du côté de l'espace annulaire, afin d'en apprendre davantage sur les effets liés aux ultrasons. Du  $\text{CO}_2$ , dont les effets sur la cavitation acoustique ont déjà été reportés (Lee et Choi, 2002), a donc été choisi. La saturation de l'eau en  $\text{CO}_2$  a pour effet d'atténuer l'effondrement des bulles de cavitation. En effet, l'effondrement des bulles est amorti par la présence de gaz résiduel incondensable et les effets de la cavitation acoustique sont beaucoup moins intenses (Neppiras, 1984). Par contre, les bulles ont tendance à être plus nombreuses car leur formation est facilitée par la présence des nucléis de gaz, abaissant localement les forces de cohésion du liquide (Mason et Lorimer, 1988).

La quantité de gaz disponible a conduit à ne tester l'influence du  $\text{CO}_2$  que sur une seule géométrie, dans une seule configuration et sur un seul des deux fluides. Les paramètres expérimentaux sélectionnés correspondent à une configuration très étudiée au cours de ce travail, afin de faciliter les expériences, l'analyse et la comparaison des résultats. Ainsi, il a été choisi que l'eau froide soit saturée en  $\text{CO}_2$  et qu'elle circule dans l'espace annulaire. Toute sa gamme de débits a été testée, à savoir de 0,2 à 3,5 L/min, correspondant à des nombres de Reynolds de 180 à 3100. Par contre, le débit d'eau chaude a été fixé à 2,0 L/min dans le tube central, soit un régime turbulent,

où les performances et le comportement du système sont bien connus, et les incertitudes de mesure sont plus faibles.

La Figure 64 montre l'évolution du facteur d'intensification en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire, saturée et non saturée en  $\text{CO}_2$  pour l'unique débit d'eau chaude testé.

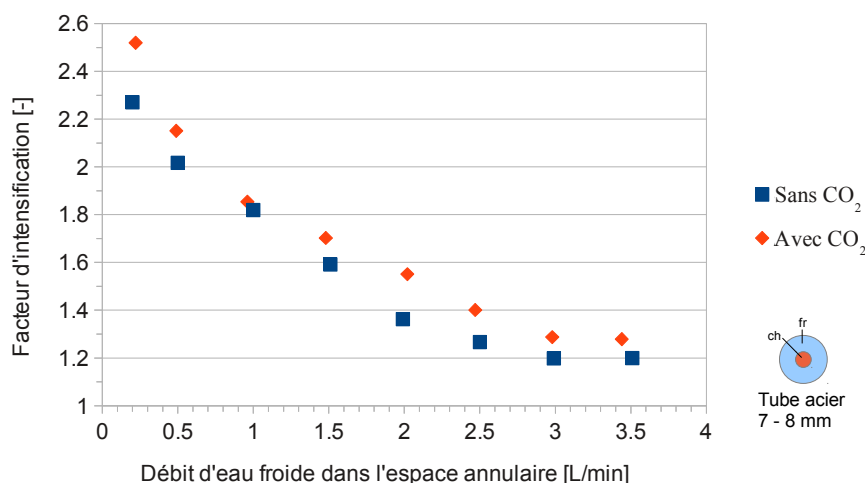


Figure 64 : facteurs d'intensification : eau froide saturée ou non en  $\text{CO}_2$  dans l'espace annulaire, configuration co-courant, débit d'eau chaude dans le tube central : 2,0 L/min

On remarque que le facteur d'intensification est légèrement plus élevé lorsque l'eau est saturée en  $\text{CO}_2$ . Cependant, aucune modification notable de ce paramètre n'a lieu. Cela signifie donc que, si l'intensité de la cavitation acoustique est effectivement réduite par la présence de  $\text{CO}_2$ , ce n'est pas l'intensité du phénomène qui est à l'origine des améliorations observées. La présence d'un certain nombre de bulles (potentiellement plus important) suffit probablement à l'augmentation des transferts. L'intensité de la cavitation acoustique (toujours en supposant celle-ci réellement diminuée par la présence de gaz), ne semble pas avoir d'importance majeure. Dès l'instant où les ultrasons sont mis en marche, il est fort probable qu'un phénomène de cavitation acoustique d'intensité limitée ou que les vibrations de paroi seules suffisent à augmenter les transferts thermiques. Par contre, étant donné la puissance volumique délivrée par le Sonitube®, il est aussi tout à fait possible que l'intensité de la cavitation acoustique soit toujours très élevée malgré la présence de gaz dissous.

Il serait intéressant de répéter ces expériences pour toute la gamme de débits dans le tube central afin de confirmer ces observations. En effet, le nombre de mesures effectuées ici est considérablement plus faible que pour tous les autres résultats présentés. Concernant les bilans énergétiques, aucune différence notable due à la présence de  $\text{CO}_2$  n'a été constatée par rapport au fonctionnement avec l'eau du réseau. La saturation de l'eau en  $\text{CO}_2$  ne modifie probablement que de manière négligeable sa chaleur spécifique, ce qui rend les flux échangés quasiment identiques.

### V.1.3. Tube acier 3 : 10 – 12 mm, mesures calorimétriques

Ce troisième tube en acier testé a un diamètre interne de 10 mm et une épaisseur de 1 mm. Il s'agit en réalité de la toute première géométrie d'échangeur bi-tube construite avant même la

construction du banc d'essais. Le problème principal rencontré avec cette géométrie vient du fait que le générateur a des difficultés à adapter la fréquence et la puissance ultrasonores afin de faire résonner mécaniquement la structure. Ceci est probablement expliqué par l'épaisseur et le poids du tube central, perturbant l'onde ultrasonore générée. De ce fait, la puissance relevée par mesures calorimétriques est rarement stable et peut changer considérablement et de manière presque aléatoire, pour des raisons non identifiées, ce qui rend les bilans énergétiques difficiles à compléter. La Figure 65 illustre ce phénomène grâce à trois essais de mesures calorimétriques différents pourtant effectués exactement dans les mêmes conditions.

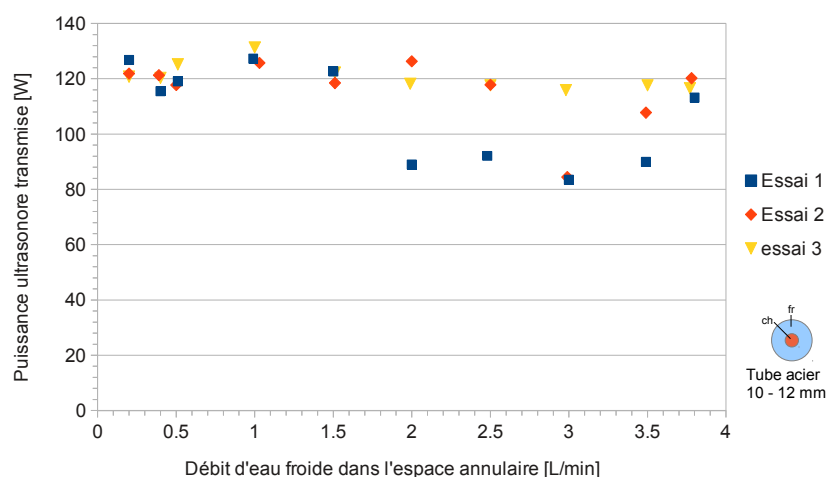


Figure 65 : exemple d'essais de mesures calorimétriques :  
puissance ultrasonore transmise en fonction du débit d'eau froide  
dans l'espace annulaire

La puissance transmise peut varier de plus de 30 % entre les différents essais entre deux débits pourtant très proches. Comme expliqué précédemment, la raison la plus probable serait la difficulté d'adaptation du générateur, qui n'a pas été conçu pour faire vibrer la structure avec un tel tube central inséré.

Il est donc beaucoup plus difficile voir impossible d'arriver à un équilibre des bilans énergétiques avec cette géométrie qu'avec les géométries d'échangeur précédentes où le tube central est plus fin. En effet, si l'on tient compte de la puissance ultrasonore estimée par mesures calorimétriques pour compléter les bilans énergétiques en présence d'ultrasons, il arrive que le terme complémentaire  $q_{env}$  ne soit plus du tout négligeable devant  $q_{ech}$ . Cette différence provient en fait de la puissance ultrasonore mesurée par calorimétrie qui ne correspond pas à celle réellement transmise lors de l'expérimentation où les deux fluides circulent. Cependant, lorsque les bilans énergétiques sont équilibrés, les valeurs de flux ou de facteurs d'intensification calculées sont du même ordre de grandeur que celles pour les autres géométries d'échangeur testées (Legay et al., 2012).

#### V.1.4. Tube en PVC : 9,6 – 14,4 mm

Le test avec un tube central en matériau thermiquement isolant peut permettre d'obtenir une meilleure connaissance du système et des effets ultrasonores induits même s'il est peu probable qu'une application concrète soit trouvée. Un tube de PVC souple et épais (2,4 mm), a donc été

inséré dans le Sonitube®. La configuration testée est à contre-courant avec le fluide froid circulant dans l'espace annulaire. Toute la gamme de débits a été testée, cependant les résultats obtenus ont été très similaires quels que soient les débits ou les régimes hydrodynamiques. La Figure 66 présente un bilan énergétique sous forme d'histogramme, sans et avec ultrasons, pour des débits choisis arbitrairement à 1,6 L/min pour l'eau froide ( $Re=1160$ ) et 0,6 L/min pour l'eau chaude ( $Re=1480$ ).

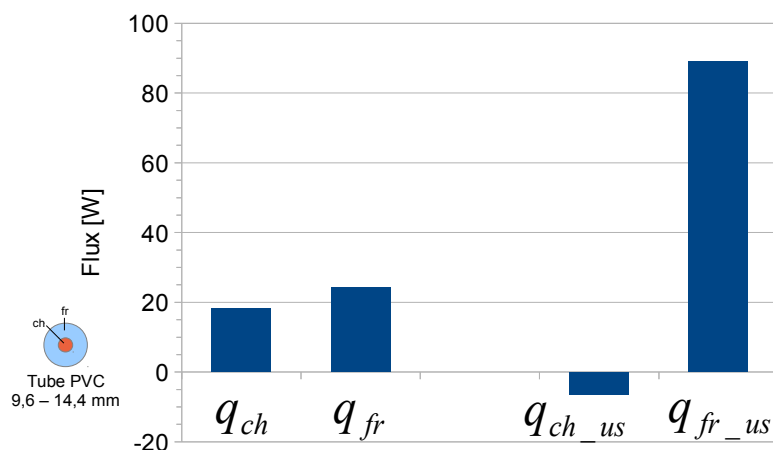


Figure 66 : bilans énergétiques simplifiés sans et avec ultrasons, débit d'eau froide dans l'espace annulaire : 1,6 L/min, débit d'eau chaude dans le tube central : 0,6 L/min

Sans ultrasons, les flux transmis par l'eau chaude et reçu par l'eau froide sont quasiment égaux, comme pour la plupart des résultats présentés au cours de cette étude. L'eau froide, à une température moyenne plus faible que la température ambiante, reçoit un peu plus d'énergie que n'en transmet l'eau chaude à cause du transfert thermique avec l'environnement.

Avec ultrasons, le flux reçu par le fluide froid est supérieur, ce qui est normal étant donné la puissance ultrasonore dissipée. Mais, contrairement aux résultats précédents, le flux transmis par le fluide chaud devient négatif en présence d'ultrasons. Cela signifie que l'eau chaude est réchauffée et sort de l'échangeur à une température plus élevée que celle à laquelle elle y est entrée. Sachant que l'eau chaude circule dans le tube central et que la température de l'eau froide reste toujours inférieure à celle de l'eau chaude, au moins deux explications sont possibles :

- une partie de la puissance ultrasonore transmise peut être directement dissipée dans le fluide chaud,
- les ultrasons contribuent à réchauffer le tube en PVC à une température supérieure à celle du fluide chaud, auquel il transmet une partie de cette énergie.

En effet, ces deux explications sont tout à fait envisageables avec ce tube en plastique dont l'impédance acoustique est très proche de celle de l'eau.

Afin d'appuyer cette analyse, le Tableau 5 compare les impédances acoustiques des différents matériaux ou fluides testés :

Matériau ou fluide	Masse volumique : $\rho$	Célérité de l'onde ultrasonore : $c$	Impédance acoustique ( $\rho c$ )
	kg m <sup>-3</sup>	m s <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>
eau	1000	1500	1,5.10 <sup>6</sup>
Air (TPN)	1	350	350
acier	7700	5750	4,4.10 <sup>7</sup>
PVC	1250	2000	2,5.10 <sup>6</sup>
verre	2500	5300	1,3.10 <sup>7</sup>

Tableau 5 : comparaison des impédances acoustiques de différents milieux

La propagation d'une onde acoustique d'un milieu vers l'autre sera effectuée presque sans perte d'énergie ou sans réflexion si les impédances acoustiques des deux milieux sont proches, ce qui est le cas pour l'eau et le PVC. Il est même tout à fait probable qu'une faible partie de l'énergie ultrasonore contribue au réchauffement du tube central, qui indirectement communique cette énergie thermique à l'eau chaude à l'intérieur. Ainsi, grâce aux impédances acoustiques très proches et malgré l'épaisseur de ce tube central, le générateur n'a aucune difficulté d'adaptation en puissance et en fréquence par rapport au tube en acier précédent, pourtant moins épais (1 mm d'épaisseur).

Le Tableau 5 permet aussi de confirmer que, lorsqu'un tube en acier est testé pour des mesures calorimétriques et que ce dernier est vide (rempli d'air) ou rempli d'eau, la puissance ultrasonore transmise se trouve dissipée en majorité dans le fluide circulant dans l'espace annulaire. En effet, du fait des différences d'impédance acoustique (eau/acier/air), il est fort probable qu'une grande partie de la puissance ultrasonore ne puisse pas traverser ce tube quelle que soit la nature du milieu de l'autre côté. La réflexion presque totale de l'onde ultrasonore aux interfaces eau/acier ou acier/air peut donc expliquer la dissipation de l'énergie ultrasonore majoritairement dans le fluide de l'espace annulaire. De plus, un comportement du système tel que celui observé avec ce tube en plastique (dissipation d'une partie de la puissance ultrasonore dans le fluide circulant dans le tube central) n'avait jamais été identifié jusqu'à maintenant.

### V.1.5 . Tube en verre : 9 – 12 mm

Le tube en PVC étant trop isolant thermiquement (  $k \approx 0,1 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  ), il n'a pas été possible de voir si les ultrasons contribuaient à diminuer par exemple la résistance thermique de conduction. Un tube de verre (  $k \approx 1 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  ) a donc été choisi afin d'observer d'éventuels nouveaux phénomènes lorsque la résistance thermique par conduction est limitante. En effet, pour le tube en verre sélectionné, la résistance thermique est d'environ 0,14 K W<sup>-1</sup>. Pour des débits moyens de 1 L/min dans le tube interne et dans l'espace annulaire, correspondant respectivement à des coefficients convectifs  $h$  d'environ 1200 et 600 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>, les résistances thermiques correspondantes sont de 0,08 et 0,13 K W<sup>-1</sup>. Les trois résistances thermiques sont donc approximativement du même ordre de grandeur, ce qui n'était pas le cas avec le tube en PVC : résistance thermique par conduction environ 1 K W<sup>-1</sup>, soit 10 fois plus élevée.

La Figure 67 montre l'évolution du flux échangé sans ultrasons en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire et pour les différents débits d'eau chaude dans le tube central pour une configuration à co-courant.



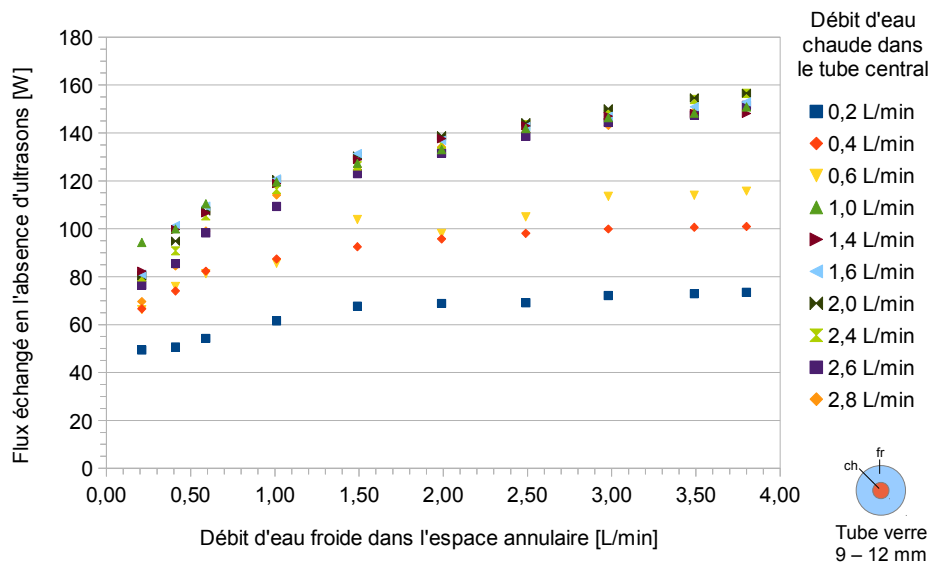


Figure 67 : flux échangé en l'absence d'ultrasons en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire et pour toute la gamme de débits d'eau chaude dans le tube central

Pour des faibles débits d'eau dans le tube central, on s'aperçoit que le flux échangé augmente en correspondance avec le débit d'eau froide, comme pour les Figures 62 et 63. Par contre, pour un débit d'eau dans le tube central supérieur à 1 L/min, le flux échangé n'augmente plus malgré l'augmentation du débit d'eau chaude. Il pourrait éventuellement augmenter avec le débit d'eau dans l'espace annulaire si la gamme de débits d'eau froide testée était élargie mais la tendance montre clairement que les différentes courbes se superposent. Cela est en très bonne correspondance avec l'ordre de grandeur des résistances thermiques précisé auparavant. Au delà d'un débit d'eau chaude de 1 L/min, c'est la résistance thermique par conduction dans l'épaisseur du verre qui devient limitante et qui empêche une augmentation du flux échangé.

La Figure 68 montre exactement la même série de courbes sinon qu'il s'agit du flux échangé en présence d'ultrasons.

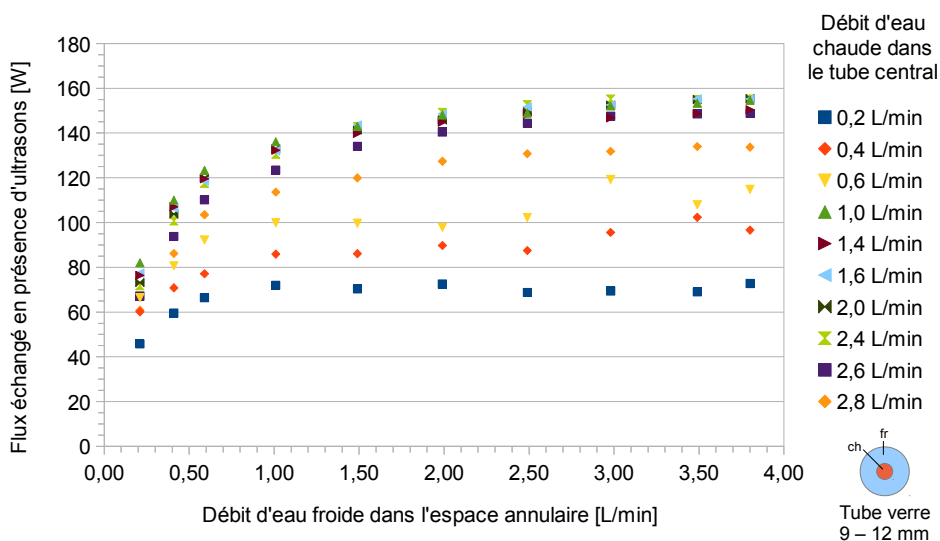


Figure 68 : flux échangé en présence d'ultrasons en fonction du débit d'eau froide dans l'espace annulaire et pour toute la gamme de débits d'eau chaude dans le tube central

En présence d'ultrasons, il semble qu'aucune diminution de la résistance thermique de conduction n'ait lieu. Il est tout de même possible d'observer que le flux échangé n'a pas augmenté notablement grâce aux ultrasons dans cette géométrie et pour cette configuration (comparaison entre les Figures 67 et 68). Les courbes correspondant à des débits d'eau dans le tube central inférieurs à 1 L/min sont légèrement au-dessus de celles sans ultrasons mais le même phénomène de stagnation est observé pour des débits plus élevés. Il en est de même pour les facteurs d'intensification non présentés ici, dont les courbes suivent toujours la même tendance, mais qui sont parfois trouvés inférieurs à 1.

Il est donc possible de conclure que dans certains cas très défavorables dès le départ, les ultrasons et les effets induits sont insuffisants pour améliorer les performances thermiques de l'échangeur. Cette étude sur les différents tubes aura néanmoins permis d'observer certaines tendances laissant entendre que les interprétations précédentes basées sur les différentes résistances thermiques ne semblent pas remises en question.

## V.2 - Étude de la réduction de l'encrassement

L'encrassement dans les échangeurs thermiques peut aboutir à de nombreux problèmes de fonctionnement tels qu'une diminution des capacités de transfert, une mauvaise distribution du fluide ou encore une augmentation des pertes de charge (Mayer et al., 2012). Les couches d'encrassement déposées ont pour caractéristiques principales leur forte adhérence, une résistance mécanique importante et une faible conductivité thermique. Directement ou indirectement, elles peuvent donc causer des dommages irréversibles aux structures d'échangeurs.

Il aurait été difficile de tester l'échangeur dans des conditions d'encrassement contrôlé (particules, calcaire, etc.) au risque de détériorer plusieurs composants du banc d'essais tels que les pompes et les débitmètres. Ainsi, une première approche curative (et non préventive) a donc été mise en place afin de nettoyer des tubes préalablement encrassés. Plusieurs essais ont été réalisés à l'aide de peinture en spray adhérente sur de nombreux types de surface. De cette façon, les tubes internes utilisés, en verre ou en acier, peuvent être peints avant chaque test afin de simuler le dépôt encrassant. Ils sont ensuite insérés un à un dans l'échangeur pour analyser l'influence des ultrasons et le comportement du système. Plusieurs précautions sont prises :

- Il a été vérifié sur les deux types de surfaces testés (acier et verre) que la peinture soit toujours adhérente et résistante en présence d'eau. Pour cela, avant chaque essai, la surface peinte est tout d'abord nettoyée en la frottant avec une éponge humide. De plus, chaque tube peint est inséré dans l'échangeur fonctionnant sans ultrasons pendant 15 min, mais avec les débits d'eau les plus élevés possibles (environ 3 L/min), toujours afin de vérifier la stabilité de la couche de peinture. Aucune dégradation apparente n'a été constatée après ces deux processus.
- L'évacuation des morceaux de peinture éventuellement détachés du tube par les effets ultrasonores doit se faire directement vers l'évier. Ceci afin d'éviter, par la circulation du fluide dans un circuit fermé, l'encrassement éventuel des autres composants. Si le circuit fermé est nécessaire, un élément filtrant est alors ajouté en fond de réservoir pour empêcher la circulation des particules de peinture.
- Enfin, deux approches sont envisagées : une approche qualitative (visuelle) où l'on observe seulement le nettoyage des tubes, et une approche quantitative où l'on calcule le coefficient global d'échange et/ou les résistances thermiques d'encrassement au fur et à mesure du nettoyage de l'échangeur. L'approche qualitative est majoritairement effectuée sur des tubes en verre pour permettre de meilleures observations et ne pose pas de problèmes particuliers.

Par contre, pour l'approche quantitative, la difficulté majeure a été de mettre en place un protocole précis afin de peindre les tubes de la manière la plus identique possible et obtenir ainsi une résistance thermique d'encrassement reproductible.

### V.2.1 . *Démonstration qualitative du nettoyage*

#### V.2.1.1 *Premier test : tube en acier 10 – 12 mm*

Le tout premier essai qualitatif effectué porte sur le tube central en acier 10 – 12 mm peint en noir de manière arbitraire sur toute la longueur côté extérieur (apparent) sauf aux extrémités pour les raccords au circuit hydraulique. Après son insertion dans l'échangeur, les circuits de fluides sont réglés de telle sorte que le fluide circulant dans l'espace annulaire (en contact avec la surface peinte du tube) soit rejeté directement à l'évier. Les deux débits d'eau sont réglés à 1 L/min pour correspondre à un bon compromis entre la vitesse d'évacuation des particules détachées et à un environnement favorable pour les effets ultrasonores, du moins dans l'espace annulaire. L'échangeur est placé en position verticale et les fluides circulent à co-courant en entrant par sa partie inférieure. Aucun test sur le transfert de chaleur n'est effectué, c'est-à-dire que les deux fluides entrent à la température de l'eau de réseau (15 °C). Après un certain temps de fonctionnement des ultrasons, le tube central est retiré, séché, puis photographié. Il est ensuite repositionné exactement de la même façon, c'est-à-dire dans le même sens et sans rotation. Les sept photographies enregistrées sont présentées par la Figure 69.

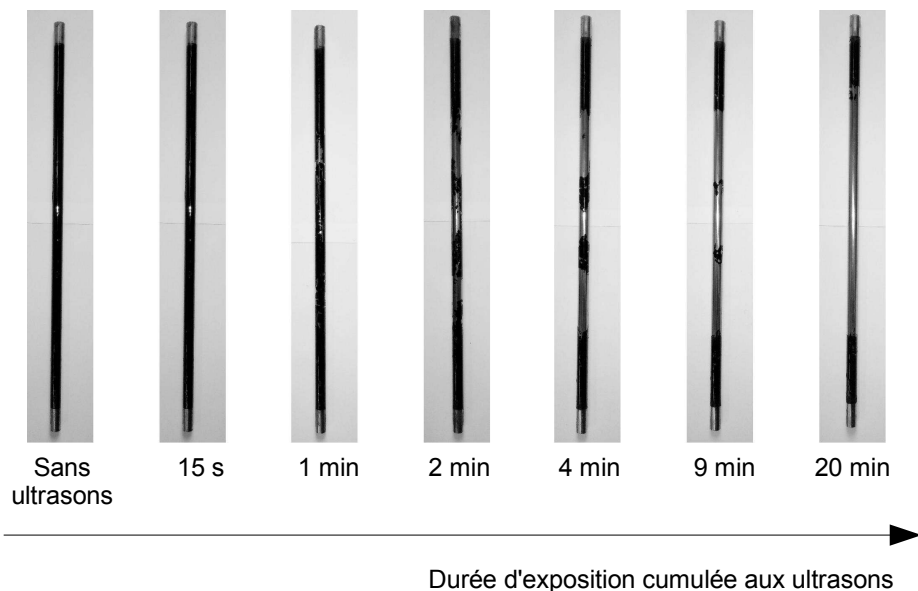


Figure 69 : cinétique de nettoyage du tube central en acier 10 – 12 mm

Il est notable que la peinture commence à être décapée progressivement à partir de 1 min de fonctionnement des ultrasons. On distingue ensuite trois zones de décapage préférentiel puis deux zones, proches des extrémités, où la peinture reste intacte. Après 20 min, toute la peinture sur la zone centrale du tube est décapée.

Ces premiers résultats encourageants ont conduit à répéter les expériences sur des tubes en verre et de nouveaux tubes en acier, en augmentant le nombre de photographies et en étudiant plus précisément le phénomène de décapage.

### V.2.1.2 Tube en verre 9 – 12 mm

Pour de meilleurs rendus visuels, des tubes en verre ont donc été utilisés. La même série de manipulations que la précédente a été répétée, le tube étant toujours peint seulement sur sa surface extérieure. La configuration, les débits et les températures des fluides sont exactement les mêmes. La Figure 70 présente les photographies correspondantes accompagnées d'un schéma de l'échangeur permettant de situer l'emplacement du tube central à l'intérieur de la calandre.

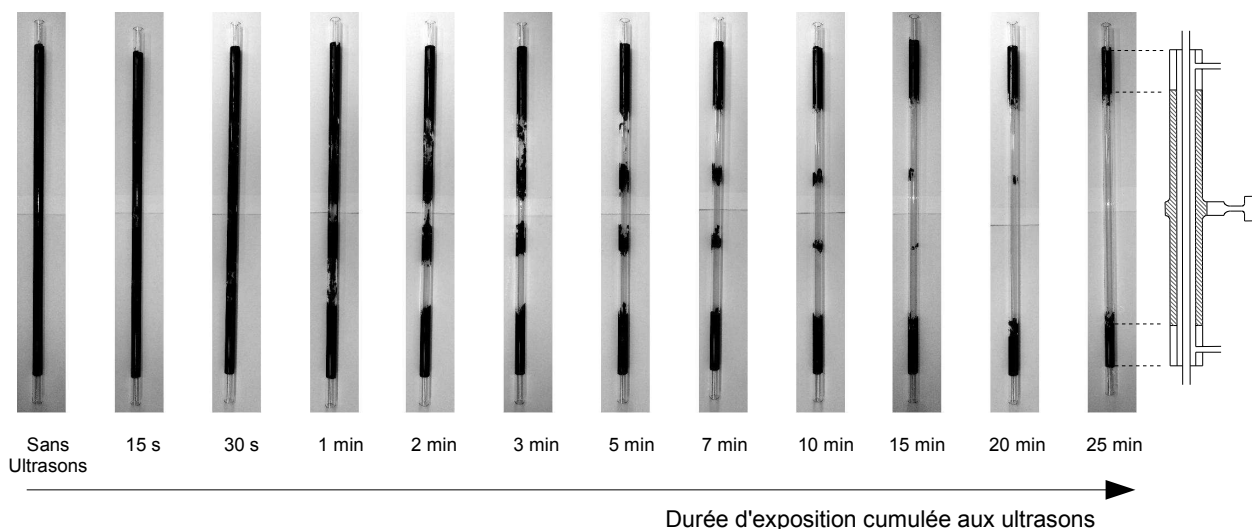


Figure 70 : cinétique de nettoyage de la surface extérieure du tube central en verre 9 – 12 mm

On constate que le processus de décapage semble similaire au précédent (Figure 69). Le schéma de l'échangeur permet une observation supplémentaire : les deux zones où la peinture n'est pas décapée correspondent aux emplacements où sont fixés les éléments permettant l'entrée et la sortie du fluide dans l'espace annulaire. Sachant que la partie vibrante du Sonitube® correspond à la zone hachurée sur le schéma, il est possible de supposer que l'amplitude des vibrations et l'intensité de la cavitation acoustique sont plus importantes dans cette zone. Proche des extrémités, les effets ultrasonores sont probablement insuffisants pour permettre un décapage de cette peinture. Il est important de préciser cependant que potentiellement, il est peut être possible de prévenir la formation d'un dépôt encrassant même dans ces zones où les effets sont moins intenses. La mise en place d'un protocole d'encrassement dans une démarche préventive et non curative pourrait probablement permettre de confirmer cette hypothèse.

Il s'agit à présent d'expliquer le décapage préférentiel sur les trois zones au centre du tube, visibles par exemple après 10 min d'exposition aux ultrasons en Figure 70. Pour cela, la Figure 71 propose le schéma du Sonitube® représenté en Figure 21, superposé à la photographie du tube en verre 9 – 12 mm après 10 min d'exposition aux ultrasons. Sur le schéma du Sonitube® sont aussi représentées les amplitudes maximales de l'onde stationnaire dans le fluide circulant à l'intérieur.

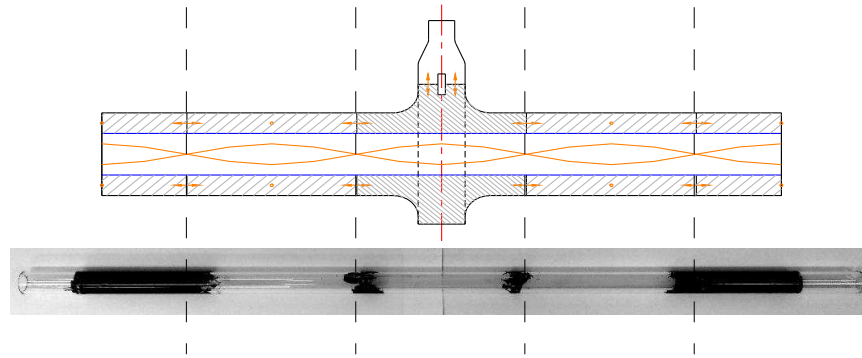


Figure 71 : modes de vibration et zones nettoyées

Il est remarquable sur ce schéma que les zones de décapage préférentiel de la peinture correspondent précisément aux trois zones d'amplitude maximale de l'onde stationnaire dans le fluide. Ainsi, il s'agit des zones où la cavitation acoustique et les effets induits sont les plus puissants et permettent donc un nettoyage important de la structure. Des effets d'usure des matériaux n'ont été relevés ni sur l'acier ni sur le verre mais il s'agit d'un point important pour lequel il faudrait prendre des précautions avant une éventuelle application industrielle. Cependant, il convient de préciser que la puissance volumique délivrée par le Sonitube® est très élevée et qu'une puissance plus faible pourrait potentiellement tout à fait convenir à la prévention de l'encrassement.

Comme le montre la Figure 72, la puissance ultrasonore délivrée est telle qu'il est même possible de décapier la peinture à l'intérieur du tube en verre d'épaisseur 1,5 mm, dans des conditions opératoires toujours inchangées.

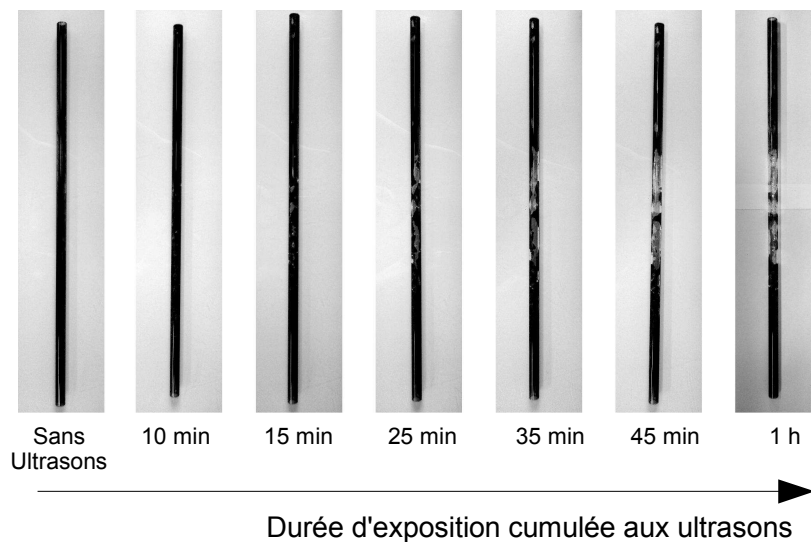


Figure 72 : cinétique de nettoyage de l'intérieur du tube central en verre

Les zones de décapage ne sont plus les mêmes, ce qui est probablement expliqué par une intensité des phénomènes ultrasonores plus importante au niveau du collier radial du Sonitube®, et un mode de vibration du tube en verre différent. Ces photographies mettent aussi en évidence que les effets ultrasonores sont moins intenses que dans l'espace annulaire car comparativement, peu de peinture a été décapée après 1 h de fonctionnement des ultrasons. Cependant, en tenant compte des changements d'impédance acoustique entre les différents milieux, de la puissance ultrasonore délivrée réglée à sa valeur minimale et des effets potentiels des ultrasons sur la prévention de l'encrassement, ces résultats restent très encourageants. Il existe plusieurs travaux dans la littérature

scientifique concernant la réduction de l'encrassement dans les échangeurs (Bott, 2000; Benzinger et al., 2006; Li et al., 2009), mais cela a rarement été reporté à une telle échelle et directement dans un échangeur de chaleur.

En ce qui concerne les interprétations précédentes sur l'intensification des transferts de chaleur, il est maintenant possible de clarifier certaines analyses. En supposant que les effets et le comportement du système ne soient pas modifiés significativement selon la nature du tube interne (matériau, épaisseur), il est fort probable que les ultrasons agissent en fait sur le fluide dans le tube central, au moins légèrement. Cela signifie probablement que l'action des ultrasons est d'intensité insuffisante pour perturber significativement la résistance thermique du fluide sur toute la longueur du tube.

### ***V.2.2. Démonstration quantitative du nettoyage***

Les tests avec le tube en verre permettent des observations visuelles pertinentes aussi bien pour les surfaces peintes à l'extérieur qu'à l'intérieur grâce à la transparence du matériau. Cependant, de par leur faible conductivité thermique, ces tubes ne sont pas adaptés à l'observation quantitative de la réduction de l'encrassement grâce au calcul régulier du coefficient global d'échange et des résistances thermiques d'encrassement. Des tubes en acier 5,6 – 6 mm sont donc utilisés pour la démonstration du nettoyage par l'observation de l'évolution du coefficient global d'échange. Grâce à la conductivité thermique élevée de l'acier et à la faible épaisseur de ces tubes, la résistance thermique due à la couche de peinture n'est plus du tout négligeable. L'augmentation du coefficient global d'échange avec le décapage de cette couche d'encrassement peut donc être observée.

#### ***V.2.2.1 Protocoles d'encrassements reproductibles***

Pour l'encrassement de la surface externe tout d'abord, les extrémités sont protégées avec du ruban adhésif. La peinture en spray est projetée pendant 5 s, à 15 cm du tube tenu horizontalement, en une fois (de gauche à droite), sur toute la longueur et à allure régulière. Ensuite, le tube est tourné à 90° radialement et une nouvelle couche de peinture est appliquée de la même façon. Ces processus sont répétés deux autres fois de sorte que chaque quart de surface de tube ait été peint une fois. Tout en maintenant le tube à l'horizontal, il est placé en tant que tige de mélangeur statique et mis en rotation à 60 tr/min pendant 20 min jusqu'à ce que la peinture soit sèche. Ensuite, les tubes peints sont stockés au moins deux jours à température ambiante de sorte que la peinture ait atteint sa résistance finale avant les tests.

Un protocole semblable a été mis en place pour peindre la surface interne des tubes. Cependant, ce procédé est beaucoup plus compliqué à réaliser de par leur faible diamètre et du fait des propriétés de la couche de peinture déposée qui ne peuvent être vérifiées avant les tests sans endommager les tubes (homogénéité, adhérence, séchage). Ainsi, pour essayer de peindre chaque tube de manière aussi identique que possible, l'une des extrémités est bouchée et la peinture est pulvérisée à l'intérieur par l'autre extrémité, 4 fois 5 s. De cette façon, approximativement la même quantité de peinture que celle qui est déposée sur la surface externe remplit l'intérieur du tube. Ensuite, la seconde extrémité est aussi bouchée et le tube est secoué pour homogénéiser la couche de peinture sur la surface. Enfin, le processus de séchage est similaire : le tube est placé horizontalement en tant que tige de mélangeur statique et mis en rotation à 60 tr/min pendant 30 min (plus longtemps car le séchage est plus lent à l'intérieur du tube). Il est finalement stocké au moins deux jours à température ambiante avant les tests.

Les quatre types d'encrassement présentés par la Figure 73 sont réalisés.

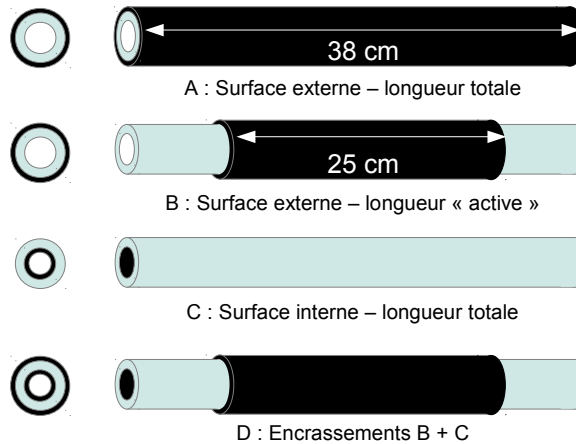


Figure 73 : schéma des quatre configurations d'encrassement testées

La configuration A correspond à la surface externe peinte sur toute la longueur, excepté les extrémités (environ 2 x 1 cm) pour les raccords au circuit hydraulique. Il s'agit de la configuration dont les résultats ont été présentés en Figures 69 et 70 par exemple. La configuration B est testée par la suite : le tube est peint sur sa partie centrale où les effets ultrasonores sont les plus intenses, côté surface extérieure. La configuration C correspond à un encrassement sur toute la surface interne du tube, réalisé par exemple sur le tube en verre, Figure 72. Enfin, la configuration D correspond aux types d'encrassement B et C cumulés.

La méthodologie relative à l'acquisition des résultats se décompose en 5 étapes :

1. Tout d'abord, le tube peint est mis en place dans l'échangeur. Les débits sont réglés à 1,0 L/min pour l'eau froide dans l'espace annulaire et à 1,5 L/min pour l'eau chaude dans le tube central. Il s'agit d'une configuration bien connue car très étudiée, et présentant les mêmes compromis que précédemment (effets ultrasonores peu atténués, évacuation des particules détachées possible).
2. Après quelques minutes, quand le régime établi est atteint, le logiciel d'acquisition est démarré pendant environ 1 min, soit 15 mesures régulières. Une valeur moyenne du coefficient global d'échange de l'échangeur encrassé  $U_f$  est calculée (f : fouling).
3. Ensuite, les ultrasons sont mis en marche pendant une durée fixée, puis arrêtés. La durée est indiquée indirectement (car il s'agit d'une durée cumulée) sous chaque série de photographies ou en abscisse de chaque graphique présenté.
4. Lorsque le régime établi est de nouveau atteint, la deuxième étape est répétée et une nouvelle valeur du coefficient global d'échange est calculée. Le tube peut éventuellement être retiré afin de prendre une photographie.
5. Les étapes 2, 3 et 4 sont ensuite répétées jusqu'à stabilisation de la valeur du coefficient global d'échange.

Une première grandeur adimensionnelle est définie : il s'agit du rapport du coefficient global d'échange obtenu avec le tube encrassé, variable au cours de la durée d'exposition aux ultrasons ( $U_f(t)$ ), et du coefficient global d'échange obtenu avec un tube similaire non encrassé, dans les mêmes conditions de fonctionnement ( $U_0$ ). Si ce rapport est égal à 1, cela signifie que la couche

d'encrassement déposée sur le tube a été entièrement décapée et que les propriétés initiales du tube propre ont été restaurées. Ce paramètre sera utilisé pour suivre les performances thermiques de l'échangeur au cours du temps.

Un second paramètre adimensionnel est défini : il s'agit de la même manière, d'un rapport des résistances thermiques tel que l'exprime l'équation (36) ci-après. Pour cela, on décompose le coefficient global d'échange  $U_f$  de l'échangeur encrassé, qui est calculé directement par le logiciel d'acquisition et peut aussi être exprimé par l'équation (33), plus générale :

$$\frac{1}{U_f A} = \frac{1}{h_{int} A_{int}} + R_{f\_int} + \ln \frac{(D_{ext}/D_{int})}{2 \pi k L} + R_{f\_ext} + \frac{1}{h_{ext} A_{ext}} = R_{tot} \quad (33)$$

où  $R_{f\_int}$  et  $R_{f\_ext}$  correspondent respectivement aux résistances thermiques d'encrassement éventuelles à l'intérieur et à l'extérieur du tube central (Incropera et al., 2011).  $R_{tot}$  correspond à la résistance thermique totale et peut être décomposé en deux termes :

$$R_{tot} = \frac{1}{U_0 A} + R_f \quad (34)$$

Le premier terme à droite de l'équation (34) correspond à la résistance thermique totale de l'échangeur fonctionnant avec un tube propre (voir équations (8) et (9)) et le second terme est la résistance thermique liée à l'encrassement. En suivant l'évolution de  $U_f(t)$  en fonction de la durée d'exposition cumulée aux ultrasons,  $R_f(t)$  peut aussi être déterminée :

$$R_f(t) = R_{f\_int}(t) + R_{f\_ext}(t) = R_{tot}(t) - R_0 \quad (35)$$

À partir de l'équation (35), il est donc possible de définir le second paramètre correspondant au rapport de la résistance thermique liée à l'encrassement et de la résistance thermique initiale, calculé ainsi :

$$\frac{R_f(t)}{R_0} = \frac{R_{tot}(t)}{R_0} - 1 \quad (36)$$

Si ce paramètre devient égal à 0, cela signifie que la résistance thermique liée à l'encrassement est nulle et que les propriétés de l'échangeur encrassé ont été restaurées à leurs valeurs initiales sans encrassement ( $U_0$ ,  $R_0$ ).

### V.2.2.2 Encrassement de la surface externe du tube central

La Figure 74 présente l'évolution du rapport des coefficients globaux d'échange en fonction de la durée cumulée d'exposition aux ultrasons pour un tube peint selon l'encrassement de type A.



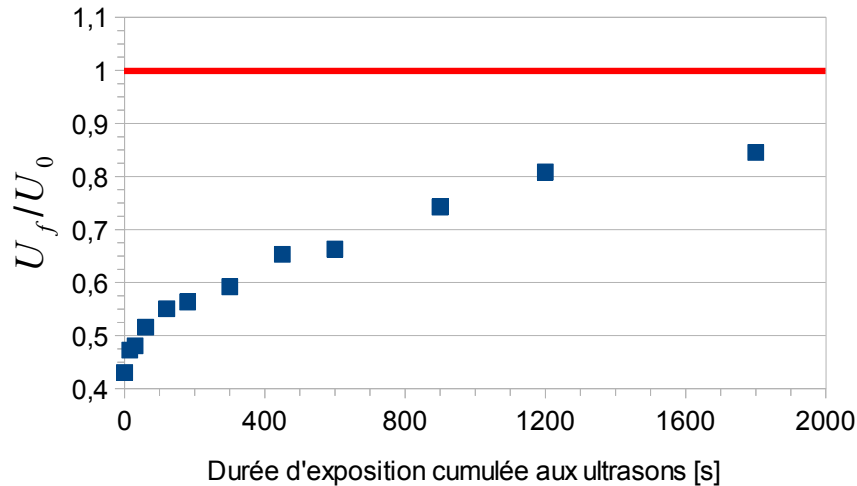


Figure 74 : évolution du rapport des coefficients globaux d'échange en fonction de la durée d'exposition aux ultrasons, tube central en acier 5,6 – 6 mm peint sur toute la longueur

Tout d'abord, on constate à  $t=0$  s que le coefficient global d'échange de l'échangeur fonctionnant avec le tube encrassé a été diminué de plus de la moitié par rapport à sa valeur initiale (tube propre) :  $U_f/U_0 \approx 0,45$ . Cela signifie que la conductivité thermique de la peinture est suffisamment faible pour que la couche déposée constitue une résistance thermique importante. Ensuite, il est notable que le rapport des coefficients globaux d'échange augmente régulièrement en fonction de la durée d'exposition aux ultrasons. Cependant, même après 30 min d'exposition, il n'atteint pas la valeur du tube propre de référence représentée par la ligne horizontale  $U_f/U_0=1$ . L'écart restant après 30 min d'exposition est dû à la peinture non décapée au niveau des extrémités du tube. Plus précisément, si l'échangeur était démonté, la peinture restante sur le tube serait telle que sur les dernières photographies des Figures 69 et 70. La peinture restante au niveau de ces deux zones dégrade les performances thermiques globales de l'échangeur, d'où la restauration incomplète du coefficient global d'échange initial.

Quatre nouveaux essais ont donc été effectués sur des tubes identiques mais avec la configuration d'encrassement B, c'est-à-dire la surface extérieure du tube central peinte sur la longueur « active » de l'échangeur. Ces expériences ont deux objectifs : vérifier que le coefficient global d'échange initial peut être restauré si toute la peinture est décapée, et vérifier que le protocole d'encrassement est bien reproductible (au moins sur la surface extérieure). La Figure 75 présente les évolutions des rapports des coefficients globaux d'échange obtenus pour ces quatre essais.

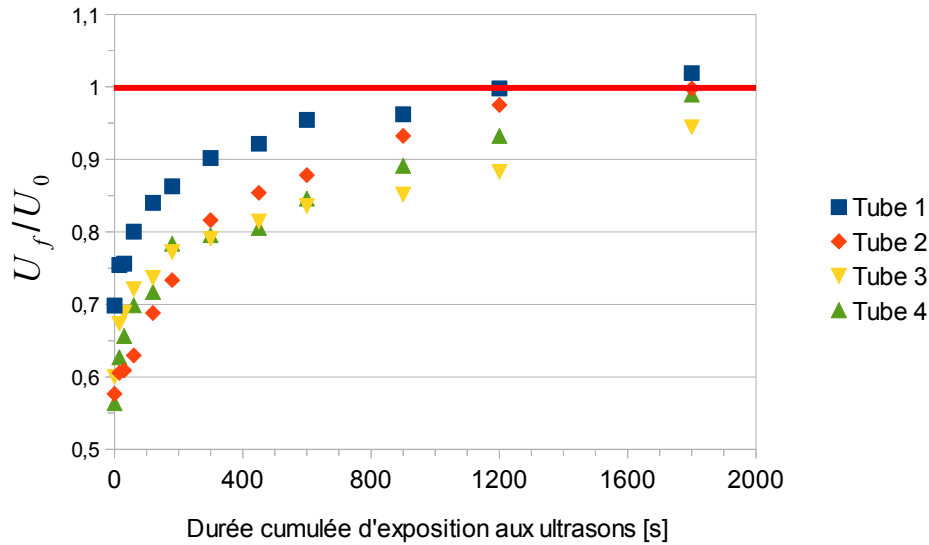


Figure 75 : évolution des rapports des coefficients globaux d'échange en fonction de la durée cumulée d'exposition aux ultrasons, tube central en acier 5,6 – 6 mm peint sur la longueur « active »

Deux constatations intéressantes peuvent être faites : la première concerne la restauration des coefficients globaux d'échange des tubes encrassés, dont les valeurs après nettoyage correspondent à nouveau à celles de l'échangeur fonctionnant avec le tube propre, aux incertitudes près. Cela indique que le tube peut être complètement nettoyé, ce qui est confirmé lors du démontage de l'échangeur (voir aussi Figure 76, présentée ci-après). La seconde observation concerne les valeurs du coefficient global d'échange du tube encrassé lorsqu'il n'a pas encore été soumis aux ultrasons ( $t=0$  s). Celles-ci sont proches, c'est-à-dire comprises environ entre  $0,55 \times U_0$  et  $0,70 \times U_0$ , et toujours plus élevées que la valeur pour le tube précédent peint sur une plus grande longueur, donc davantage encrassé (environ  $0,45 \times U_0$ , voir Figure 74). Ces observations vont donc dans le bon sens quant à la validation du protocole de peinture des tubes car elles semblent indiquer que l'épaisseur de la couche de peinture et ses résistances thermique et mécanique associées sont sensiblement inchangées.

Une confirmation visuelle du décapage total de la peinture a été effectuée dans cette configuration d'encrassement toujours avec le même tube acier, 5,6 – 6 mm ; les photographies correspondantes sont présentées en Figure 76.

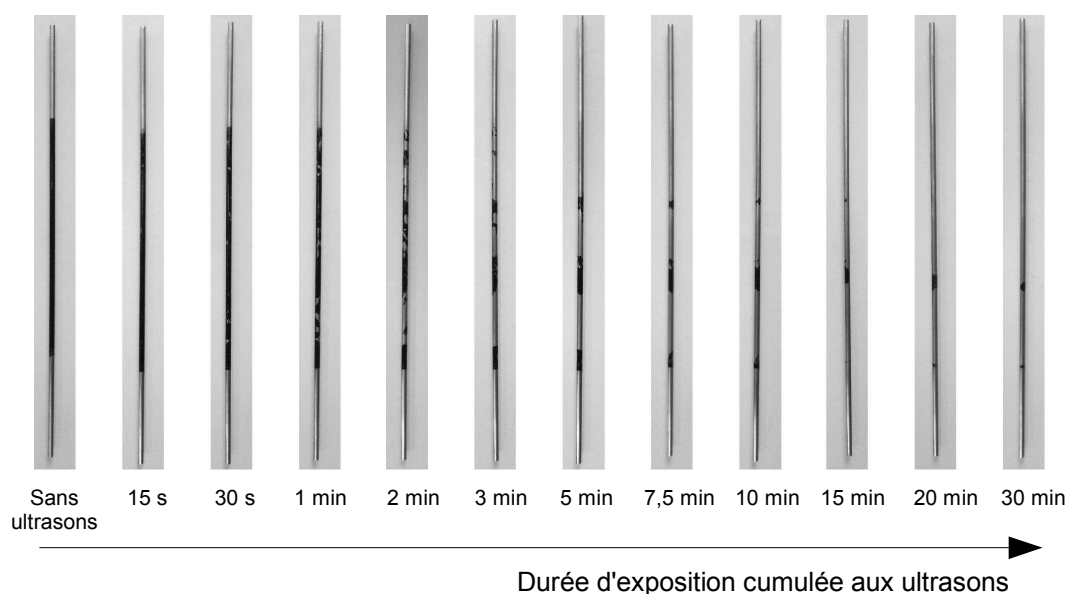


Figure 76 : cinétique de nettoyage du tube en acier 5,6 – 6 mm peint sur sa surface extérieure, longueur « active »

Il apparaît effectivement qu'après une durée d'exposition aux ultrasons de 30 min, toute la peinture de la zone centrale du tube a été décapée et le tube est presque complètement nettoyé. Il est donc normal de retrouver un coefficient global d'échange similaire à celui du tube qui n'a jamais été peint.

Une remarque importante concerne la similarité des propriétés thermiques des tubes testés alors qu'ils n'ont pas encore été encrassés. Ils proviennent tous d'un même tube plus long qui a été découpé et sont donc sensés posséder les mêmes propriétés. Ces tubes propres ont donc tous été testés au moins une fois avant encrassement avec les débits identiques (1,0 L/min dans l'espace annulaire et 1,5 L/min dans le tube central). Le Tableau 6 présente les résultats obtenus.

	U [W m <sup>2</sup> K <sup>-1</sup> ]	
	Sans ultrasons	Avec ultrasons
Tube 1	1156	1837
Tube 2	1159	1882
Tube 3	1149	1784
Tube 4	1162	1842

Tableau 6 : comparaison des propriétés thermiques des quatre tubes testés à configuration hydrodynamique identique : 1,0 L/min, fluide froid dans l'espace annulaire et 1,5 L/min, fluide chaud dans le tube central

Le plus gros écart relevé entre les coefficients globaux d'échange est entre les tubes 2 et 3 en présence d'ultrasons et correspond à 5 % de différence. Cette différence est tout à fait de l'ordre de grandeur des incertitudes calculées auparavant (4,5 %). Les propriétés thermiques des tubes peuvent donc être considérées comme similaires. De même, les tracés des rapports des coefficients globaux d'échange et des résistances thermiques d'encrassement sont donc tout à fait justifiés.

### V.2.2.3 Encrassement des surfaces interne et interne + externe du tube central

Avec les tubes restants, deux nouvelles configurations d'encrassement ont pu être testées (type C et D). La Figure 77 propose un graphique retraçant l'évolution des rapports des coefficients globaux d'échange de l'échangeur fonctionnant avec le tube acier 5,6 – 6 mm pour les types d'encrassement C et D. Pour information, la moyenne des valeurs obtenues pour les quatre encrassements de type B testés précédemment est aussi reportée.

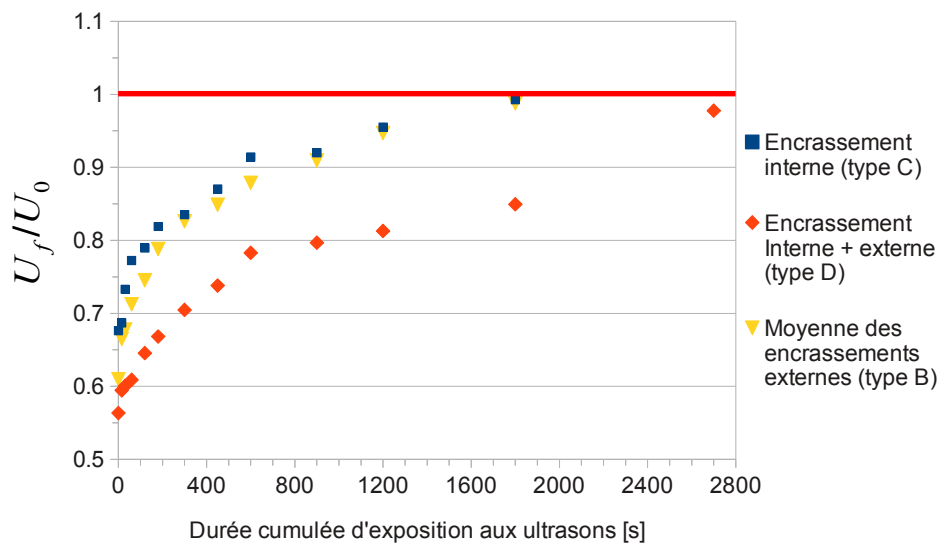


Figure 77 : rapports des coefficients globaux d'échange en fonction de la durée cumulée d'exposition aux ultrasons pour trois types d'encrassement, tube interne acier 5,6 – 6 mm

Pour ce qui concerne l'encrassement de la surface interne, contrairement aux expériences avec le tube en verre, le processus de décapage semble nécessiter la même durée d'exposition aux ultrasons que pour le décapage de la surface externe (environ 1800 s, c'est-à-dire 30 min). En effet, les courbes correspondant à l'encrassement interne et à la moyenne des encrassements externes sont presque confondues. Cela est surprenant car pour le tube en verre, seule une faible portion de la surface interne a été nettoyée, même après 1 h d'exposition aux ultrasons. Cette différence entre les deux tubes pourrait notamment être expliquée par plusieurs causes :

- Premièrement, la résistance thermique d'encrassement initiale à  $t=0$  s est peut-être plus faible pour ce tube en acier que pour le tube en verre dû au nouveau protocole de peinture. Ainsi, moins de peinture a besoin d'être décapée pour retrouver le coefficient global d'échange correspondant au tube propre.
- Ensuite, le système se comporte différemment avec ce tube en acier beaucoup plus fin que le tube en verre. Même si la différence d'impédance acoustique entre l'acier et l'eau est plus élevée que celle entre le verre et l'eau, la transmission de l'onde ultrasonore et ses effets à l'intérieur du tube central sont probablement différents.
- Enfin, il est impossible d'observer l'intérieur du tube après les tests sans l'endommager contrairement au tube en verre. De la peinture reste probablement fixée sur certaines parties

mais sa résistance thermique est visiblement trop faible pour être détectée.

Pour ces raisons, il est difficile de conclure sur le décapage de la surface interne de ce tube central dans ces conditions.

En ce qui concerne l'encrassement simultané des deux côtés de l'échangeur, le processus de décapage dure plus longtemps que lorsqu'une seule surface est encrassée. Les résultats espérés avant d'entreprendre le test étaient de pouvoir observer les décapages successifs des couches externe puis interne. Il semble cependant que le nettoyage se produise des deux côtés simultanément, au moins au début du processus, du fait des tendances similaires des courbes. De plus, il n'y a pas de « cassure » en un point de la courbe qui pourrait permettre de faire la distinction entre le nettoyage des deux surfaces. Seule la durée du processus de nettoyage est plus élevée : 45 min au total au lieu de 30 min lorsqu'un seul côté de l'échangeur est encrassé. Cela peut éventuellement signifier que l'ajout d'une couche d'encrassement supplémentaire diminue les effets ultrasonores, expliquant la tendance différente après 30 min d'exposition cumulée aux ultrasons.

La Figure 78 reprend les mêmes résultats mais présentés grâce au calcul du rapport des résistances thermiques.

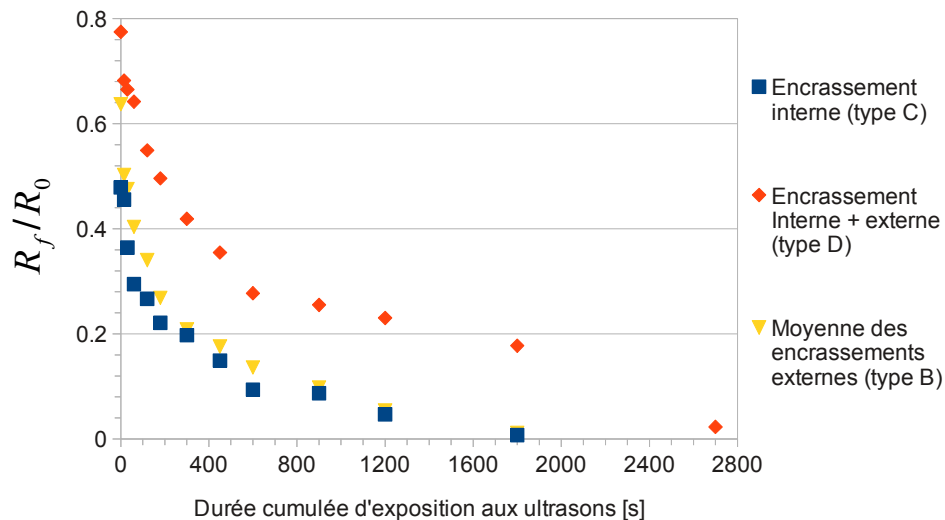


Figure 78 : rapport des résistances thermiques en fonction de la durée cumulée d'exposition aux ultrasons pour trois types d'encrassement, tube interne acier 5,6 – 6 mm

Les trois courbes de la Figure 78 ont naturellement des tendances inversées par rapport à celles des courbes de la Figure 77. Les résistances thermiques dues à l'encrassement diminuent jusqu'à atteindre 0, permettant au coefficient global d'échange de retrouver sa valeur initiale correspondant à un tube propre. Il est à noter que la résistance thermique d'encrassement lorsque les deux surfaces sont peintes simultanément est bien supérieure à celles lorsque chaque surface est peinte séparément. Elle n'est cependant pas égale à la somme des deux résistances séparées, ce qui peut être expliqué en considérant le protocole d'encrassement de la surface interne du tube central, plus difficilement reproductible.

## Conclusion

Le fait d'étudier diverses configurations d'échangeurs a permis de mettre en évidence plusieurs phénomènes et de confirmer certaines interprétations faites dans les chapitres précédents. En particulier, l'utilisation des notions de résistances thermiques pour expliquer certains phénomènes tels qu'un flux échangé stagnant alors que les débits de fluides sont augmentés. La limitation semble provenir de la résistance thermique de convection de l'un des deux fluides, comme dans le cas du tube acier fin 5,6 – 6 mm, ou encore de la résistance thermique liée à la conduction dans l'épaisseur de matériau, comme dans le cas du tube en verre 9 – 12 mm. Le calcul des impédances acoustiques constitue une justification supplémentaire de la dissipation de la puissance ultrasonore dans le fluide circulant dans l'espace annulaire pour tous les cas étudiés précédemment. L'exemple du tube central en PVC permet d'illustrer pour la première fois le comportement du système lorsqu'une partie de la puissance ultrasonore est aussi dissipée dans le fluide à l'intérieur du tube interne.

Concernant les expériences préliminaires relatives à la réduction de l'encrassement, les résultats obtenus dans le cadre de cette approche curative sont tout à fait encourageants. Il a été mis en évidence qualitativement et quantitativement la possibilité de décaper plusieurs tubes peints sur leur(s) surface(s) intérieure et/ou extérieure à l'aide d'ultrasons. Le nettoyage de la peinture est à la fois visible directement par simples observations ou photographies régulières et par le calcul du coefficient global d'échange associé et des différentes résistances thermiques d'encrassement. La couche de peinture représente en effet une résistance thermique importante, dont le décapage progressif conduit à retrouver la valeur du coefficient global d'échange d'origine de l'échangeur fonctionnant avec un tube non encrassé.

# Conclusion générale

Ce travail récapitule les études menées sur un échangeur de chaleur de type bi-tube assisté par ultrasons. Il a été décomposé en cinq chapitres, dont les principales conclusions et les perspectives de recherche ouvertes sont reprises ci-dessous.

Après quelques rappels théoriques, le Chapitre 1 a permis une analyse approfondie de la littérature scientifique. Il apparaît que, mis à part certains brevets déposés, la plupart des systèmes étudiés et reportés consistent en des géométries relativement simples, éloignées de cas industriels concrets. Les études sur les échangeurs de chaleur vibrants sont encore rares, même si le domaine connaît actuellement une forte expansion. Le phénomène généralement recherché ou identifié responsable des améliorations observées est la cavitation acoustique. Par contre, l'effet des ultrasons sur les pertes de charge reste à être identifié plus clairement parallèlement au développement de nouveaux systèmes.

À partir des systèmes développés précédemment, un banc expérimental mobile et spécialement adapté à l'étude du nouvel échangeur bi-tube a été mis en place. Son fonctionnement, celui de tous les éléments qu'il comporte ou encore le système d'acquisition sont décrits dans le Chapitre 2. Cette étape de conception et d'assemblage a permis à nouveau un gain d'expérience quant à la réalisation d'un futur système démonstrateur incorporant un échangeur à plaques à une échelle plus importante.

Les méthodes d'analyse des performances énergétiques de l'échangeur ont été décrites au Chapitre 3. Bien que certaines d'entre elles soient connues et simples à mettre en pratique (par exemple le tracé des profils de température avec et sans ultrasons et leur comparaison), les avantages qu'elles confèrent quant aux interprétations sont très intéressants. D'autres méthodes, spécialement développées dans le cadre de cette étude (facteur d'intensification, indicateur de performances), requièrent davantage de calculs mais sont tout aussi pertinentes pour l'analyse des résultats. Quand de nouveaux paramètres pourront être pris en compte tels que l'effet des ultrasons sur les pertes de charge ou encore sur la prévention de l'encrassement, il sera très intéressant de développer de nouvelles méthodes d'analyses (exergétique, économique, ...).

Dans le Chapitre 4, la mise en pratique des méthodes décrites précédemment permet de faire apparaître plusieurs critères pour une meilleure intensification des performances. Par exemple, les améliorations du coefficient global d'échange sont d'autant plus importantes que le débit de fluide du côté où sont transmis les ultrasons est faible à l'origine. Il en est autrement pour les performances énergétiques, pour lesquelles il semble qu'un débit modéré soit plus avantageux. De même, il semble plus intéressant de dissiper majoritairement la puissance ultrasonore du côté du fluide chaud afin d'essayer de conserver une différence de température moyenne entre les deux fluides plus importante. D'autre part, plusieurs essais de modélisation des coefficients d'échange sans ultrasons ont été réalisés sans jamais être tout à fait proches des valeurs expérimentales trouvées. Sur un système où les corrélations de Nusselt existantes seront mieux adaptées, des corrélations modélisant le fonctionnement de l'échangeur en présence d'ultrasons pourront probablement être développées.

Enfin, les résultats reportés dans le Chapitre 5 concernant l'étude de l'échangeur avec différents tubes centraux ont permis de valider (ou plutôt de ne pas remettre en question) plusieurs interprétations précédentes reposant sur les résistances thermiques ou encore sur les impédances acoustiques des différents milieux. Concernant l'encrassement, l'approche curative mise en place a été tout à fait bénéfique. Pour de futures études, il serait tout aussi pertinent d'étudier l'effet préventif des ultrasons sur l'encrassement sur un banc d'essais adapté, ce qui permettrait presque certainement de pouvoir réduire la puissance volumique ultrasonore utilisée pour des résultats aussi intéressants.

# Bibliographie

- Aktas, M.K., Farouk, B., Lin, Y., 2005. Heat transfer enhancement by acoustic streaming in an enclosure. *Journal of heat transfer* 127, 1313.
- Apfel, R.E., 1984. Acoustic cavitation inception. *Ultrasonics* 22, 167–173.
- Baffigi, F., Bartoli, C., 2009. Heat transfer enhancement from a circular cylinder to distilled water by ultrasonic waves in subcooled boiling conditions. *Proceedings of the ITP2009 Interdisciplinary Transport Phenomena VI: Fluid, Thermal, Biological, Materials and Space Sciences*.
- Bejan, A., Kraus, A.D., 2003. *Heat Transfer Handbook*. J. Wiley.
- Benzinger, W., Schygulla, U., Jäger, M., Schubert, K., 2006a. Anti fouling investigations with ultrasound in a microstructured heat exchanger. *Heat Exchanger Fouling and Cleaning- Challenges and Opportunities* 29.
- Benzinger, W., Schygulla, U., Jäger, M., Schubert, K., 2006b. Anti fouling investigations with ultrasound in a microstructured heat exchanger. *Heat Exchanger Fouling and Cleaning- Challenges and Opportunities* 29.
- Bergles, A., 1998. Techniques to enhance heat transfer. *Handbook of heat transfer* 11–11.
- Bergles, A.E., 1969. Survey and evaluation of techniques to augment convective heat and mass transfer. *Progress in heat and mass transfer* 1, 331–424.
- Bergles, A.E., Newell Jr., P.H., 1965. The influence of ultrasonic vibrations on heat transfer to water flowing in annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 8, 1273–1280.
- Bonekamp, S., Bier, K., 1997. Influence of ultrasound on pool boiling heat transfer to mixtures of the refrigerants R23 and R134A. *International Journal of Refrigeration* 20, 606–615.
- Bontemps, Garrigue, Goubier, Huetz, Marvillet, Mercier, Vidil, 1994. *Échangeurs de chaleur définitions et architecture générale*. *Techniques de l'ingénieur B* 2340.
- Bott, T.R., 2000. Biofouling Control with Ultrasound. *Heat Transfer Engineering* 21, 43–49.
- Bott, T.R., Tianqing, L., 2004. Ultrasound enhancement of biocide efficiency. *Ultrasonics Sonochemistry* 11, 323–326.
- Cai, J., Huai, X., Liang, S., Li, X., 2009. Augmentation of natural convective heat transfer by acoustic cavitation. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China* 4, 313–318.
- Cai, J., Huai, X., Yan, R., Cheng, Y., 2009. Numerical simulation on enhancement of natural convection heat transfer by acoustic cavitation in a square enclosure. *Applied Thermal Engineering* 29, 1973–1982.
- Cárcel, J.A., García-Pérez, J.V., Riera, E., Mulet, A., 2007. Influence of High-Intensity Ultrasound on Drying Kinetics of Persimmon. *Drying Technology* 25, 185–193.
- Cheeke, J.D.N., 2002. *Fundamentals and Applications of Ultrasonic Waves*. CRC Press Inc.
- Correlations for Convective Heat Transfer - Heat Transfer - Articles - Chemical Engineering - Frontpage - Cheresources.com [WWW Document], 2012. . Cheresources.com Community. URL <http://www.cheresources.com/content/articles/heat-transfer/correlations-for-convective-heat-transfer?pg=1>
- de la Fuente-Blanco, S., Riera-Franco de Sarabia, E., Acosta-Aparicio, V.M., Blanco-Blanco, A., Gallego-Juárez, J.A., 2006. Food drying process by power ultrasound. *Ultrasonics* 44, e523–



e527.

- Dezhong, H., 2009. Superturbulent heat exchanger cavitated and reinforced by ultrasonic wave and a heat exchange method thereof, CN20091099449 20090611.
- Douglas, Z.W., Smith, M.K., Glezer, A., 2007. Acoustically enhanced boiling heat transfer. Presented at the 13th International Workshop on Thermal Investigation of ICs and Systems, 2007. THERMINIC 2007, IEEE, pp. 145–149.
- Duan, Wang, Wang, Chen, Qiu, 2004. Experimental study on the influence of ultrasonic vibration on heat transfer and pressure drop in heat exchanger tubes. *Petro-chemical equipment* 33.
- Fairbanks, H.V., 1979. Influence of Ultrasound Upon Heat Transfer Systems. IEEE, pp. 384–387.
- Fand, R.M., Kaye, J., 1960. Acoustic Streaming near a Heated Cylinder. *The Journal of the Acoustical Society of America* 32, 579–584.
- Gallego-Juarez, J.A., Rodriguez-Corral, G., Gálvez Moraleda, J.C., Yang, T.S., 1999. A new high-intensity ultrasonic technology for food dehydration. *Drying Technology* 17, 597–608.
- García-Pérez, J.V., Cárcel, J.A., Benedito, J., Mulet, A., 2007. Power Ultrasound Mass Transfer Enhancement in Food Drying. *Food and Bioproducts Processing* 85, 247–254.
- García-Pérez, J.V., Cárcel, J.A., Riera, E., Mulet, A., 2009. Influence of the Applied Acoustic Energy on the Drying of Carrots and Lemon Peel. *Drying Technology* 27, 281–287.
- Gondrexon, N., Rousselet, Y., Legay, M., Boldo, P., Le Person, S., Bontemps, A., 2010. Intensification of heat transfer process: Improvement of shell-and-tube heat exchanger performances by means of ultrasound. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 49, 936–942.
- Gould, R.K., 1966. Heat Transfer across a Solid-Liquid Interface in the Presence of Acoustic Streaming. *The Journal of the Acoustical Society of America* 40, 219–225.
- Heffington, S., Glezer, A., 2004. Enhanced boiling heat transfer by submerged ultrasonic vibrations. *Proceedings of the Therminic 2004*.
- Hoshino, T., Yukawa, H., 1979. Physical mechanism of heat transfer from heated and cooled cylinder to water in ultrasonic standing wave field. *Journal of Chemical Engineering of Japan* 12, 347–352.
- Hoshino, T., Yukawa, H., Saito, H., 1976. Effect of ultrasonic vibrations on free convective heat transfer from heated wire to water. *Heat Transfer* 5, 37–49.
- Huamao Li, Yuhua Li, Zhouhua Li, 1997. The heating phenomenon produced by an ultrasonic fountain. *Ultrasonics Sonochemistry* 4, 217–218.
- Hyun, S., Lee, D.-R., Loh, B.-G., 2005. Investigation of convective heat transfer augmentation using acoustic streaming generated by ultrasonic vibrations. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 703–718.
- Iida, Y., Tsutsui, K., Ishii, R., Yamada, Y., 1991. Natural-Convection Heat Transfer in a Field of Ultrasonic Waves and Sound Pressure. *Journal of Chemical Engineering of Japan* 24, 794–796.
- Inada, T., Zhang, X., Yabe, A., Kozawa, Y., 2001. Active control of phase change from supercooled water to ice by ultrasonic vibration 1. Control of freezing temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44, 4523–4531.
- Incropera, F.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., DeWitt, D.P., 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- Jeong, J.H., Kwon, Y.C., 2006. Effects of ultrasonic vibration on subcooled pool boiling critical heat flux. *Heat and Mass Transfer* 42, 1155–1161.

- Jili, Z., Liangdong, M., 2009a. Shell and tube type acoustic cavitation sewerage heat exchanger, CN20082012104U 20080411.
- Jili, Z., Liangdong, M., 2009b. Immersion type acoustic cavitation sewerage heat exchanger, CN20082012106U 20080411.
- Kakaç, S., Pramuanjaroenkij, A., 2009. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 3187–3196.
- Kim, D.H., Lee, Y.H., Chang, S.H., 2007. Effects of mechanical vibration on critical heat flux in vertical annulus tube. *Nuclear Engineering and Design* 237, 982–987.
- Kim, H.J., Jeong, J.H., 2006. Numerical Analysis of Experimental Observations for Heat Transfer Augmentation by Ultrasonic Vibration. *Heat Transfer Engineering* 27, 14–22.
- Kim, H.-Y., Kim, Y.G., Kang, B.H., 2004. Enhancement of natural convection and pool boiling heat transfer via ultrasonic vibration. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 2831–2840.
- Komarov, S., Hirasawa, M., 2003. Enhancement of gas phase heat transfer by acoustic field application. *Ultrasonics* 41, 289–293.
- Kwon, Y.C., Kwon, J.T., Jeong, J.H., Lee, S.H., 2005. Experimental study on CHF enhancement in pool boiling using ultrasonic field. *Journal of Industrial and Engineering Chemistry - Seoul* 11, 631.
- Laborde, J.-L., Hita, A., Caltagirone, J.-P., Gerard, A., 2000. Fluid dynamics phenomena induced by power ultrasounds. *Ultrasonics* 38, 297–300.
- Lam, F., Avramidis, S., Lee, G., 1992. Effect of Ultrasonic Vibration on Convective Heat Transfer Between Water and Wood Cylinders. *Wood and Fiber Science* 24, 154–160.
- Larson, M.B., 1960. A study of the effects of ultrasonic vibrations on convective heat transfer in liquids.
- Lee, Loh, 2007. Smart Cooling Technology Utilizing Acoustic Streaming. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies* 30, 691–699.
- Lee, S.Y., Choi, Y.D., 2002. Turbulence enhancement by ultrasonically induced gaseous cavitation in the CO<sub>2</sub> saturated water. *Journal of mechanical science and technology* 16, 246–254.
- Legay, M., Gondrexon, N., Le Person, S., Boldo, P., Bontemps, A., 2011. Enhancement of Heat Transfer by Ultrasound: Review and Recent Advances. *International Journal of Chemical Engineering* 2011, 1–17.
- Legay, M., Le Person, S., Gondrexon, N., Boldo, P., Bontemps, A., 2012. Performances of two heat exchangers assisted by ultrasound. *Applied Thermal Engineering* 37, 60–66.
- Li, B., Sun, D.-W., 2002. Effect of power ultrasound on freezing rate during immersion freezing of potatoes. *Journal of Food Engineering* 55, 277–282.
- Li, H.-X., Huai, X.-L., Cai, J., Liang, S.-Q., 2009. Experimental research on antiscaling and scale removal by ultrasonic cavitation. *Journal of Thermal Science* 18, 65–73.
- Lighthill, S.J., 1978. Acoustic streaming. *Journal of Sound and Vibration* 61, 391–418.
- Lin, Y., Farouk, B., 2008. Heat transfer in a rectangular chamber with differentially heated horizontal walls: Effects of a vibrating sidewall. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 3179–3189.
- Loh, B.-G., Hyun, S., Ro, P.I., Kleinstreuer, C., 2002. Acoustic streaming induced by ultrasonic flexural vibrations and associated enhancement of convective heat transfer. *The Journal of the Acoustical Society of America* 111, 875.

- Makino, T., 2007. Heat exchanger, JP20050337754 20051025.
- Manglik, R.M., 2003. Heat transfer enhancement. *Heat Transfer Handbook* 1029–1130.
- Markov, A.V., Astashkin, Y.S., Sulimtshev, I.I., 1985. Influence of ultrasound on heat transfer under the conditions of forced flow of a high-temperature melt. *Journal of Engineering Physics* 48, 242–244.
- Marvillet, Bontemps, Garrigue, Huetz, Vidil, Goubier, Mercier, 1994. Échangeurs de chaleur - Intensification des échanges thermiques. *Techniques de l'ingénieur* B2343.
- Marvillet, Bontemps, Garrigue, Huetz, Vidil, Goubier, Mercier, 1995. Échangeurs de chaleur - Problèmes de fonctionnement. *Techniques de l'ingénieur* B2344.
- Mason, T.J., Lorimer, J.P., 1988. *Sonochemistry: theory, applications and uses of ultrasound in chemistry*. Ellis Horwood.
- Mason, T.J., Paniwnyk, L., Lorimer, J.P., 1996. The uses of ultrasound in food technology. *Ultrasonics Sonochemistry* 3, S253–S260.
- Mayer, M., Bucko, J., Benzinger, W., Dittmeyer, R., Augustin, W., Scholl, S., 2012. The impact of crystallization fouling on a microscale heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science* 40, 126–131.
- Melkumov, U., Kurbanov, K., 2003. Use of ultrasound for intensification of heat transfer process in heat exchangers, in: *Proc. International Congress of Refrigeration*. pp. 1–5.
- Moffat, R.J., 1988. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science* 1, 3–17.
- Monnot, A., Boldo, P., Gondrexon, N., Bontemps, A., 2007. Enhancement of Cooling Rate by Means of High Frequency Ultrasound. *Heat Transfer Engineering* 28, 3–8.
- Mott, I.E., Stickler, D.J., Coakley, W.T., Bott, T.R., 1998. The removal of bacterial biofilm from water-filled tubes using axially propagated ultrasound. *Journal of Applied Microbiology* 84, 509–514.
- Nakagawa, M., 2004. Analyses of Acoustic Streaming Generated by Four Ultrasonic Vibrators in a Vessel. *Japanese Journal of Applied Physics* 43, 2847–2851.
- Nakayama, A., Kano, M. (Dept. of M.E., 1991. Enhancement of saturated nucleate pool boiling heat transfer by ultrasonic vibrations.
- Neppiras, E.A., 1980a. Acoustic cavitation. *Physics Reports* 61, 159–251.
- Neppiras, E.A., 1980b. Acoustic cavitation thresholds and cyclic processes. *Ultrasonics* 18, 201–209.
- Neppiras, E.A., 1984. Acoustic cavitation series: part one: Acoustic cavitation: an introduction. *Ultrasonics* 22, 25–28.
- Nogues, M., 1991. Method for vibrating ingot mold for continuous casting of metal and device therefor, FR 89 8907839 12-Jun-1989.
- Nomura, S., Murakami, K., Aoyama, Y., Ochi, J., 2000. Effects of changes in frequency of ultrasonic vibrations on heat transfer. *Heat Transfer—Asian Research* 29, 358–372.
- Nomura, S., Murakami, K., Kawada, M., 2002. Effects of Turbulence by Ultrasonic Vibration on Fluid Flow in a Rectangular Channel. *Japanese Journal of Applied Physics* 41, 6601–6605.
- Nomura, S., Murakami, K., Sasaki, Y., 2000. Streaming Induced by Ultrasonic Vibration in a Water Vessel. *Japanese Journal of Applied Physics* 39, 3636–3640.
- Nomura, S., Nakagawa, M., 1993. Ultrasonic enhancement of heat transfer on narrow surface. *Heat transfer. Japanese research* 22, 546–558.

- Nomura, S., Nakagawa, M., Mukasa, S., Toyota, H., Murakami, K., Kobayashi, R., 2005. Ultrasonic Heat Transfer Enhancement with Obstacle in Front of Heating Surface. *Japanese Journal of Applied Physics* 44, 4674–4677.
- Nomura, S., Sasaki, Y., Murakami, K., 2000. Flow Pattern in a Channel during Application of Ultrasonic Vibration. *Japanese Journal of Applied Physics* 39, 4987–4989.
- Nomura, S., Yamamoto, A., Murakami, K., 2002. Ultrasonic Heat Transfer Enhancement Using a Horn-Type Transducer. *Jpn. J. Appl. Phys.* 41, 3217–3222.
- Nyborg, W.L., 1958. Acoustic Streaming near a Boundary. *The Journal of the Acoustical Society of America* 30, 329–339.
- Oh, Y.K., Park, S.H., Cho, Y.I., 2002. A study of the effect of ultrasonic vibrations on phase-change heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45, 4631–4641.
- Park, K.-A., Bergles, A.E., 1988. Ultrasonic enhancement of saturated and subcooled pool boiling. *International journal of heat and mass transfer* 31, 664–667.
- Pétrier, C., Gondrexon, N., Boldo, P., 2008. Ultrasons et sonochimie. *Techniques de l'ingénieur* af6310.
- Richardson, P.D., 1969. Local effects of horizontal and vertical sound fields on natural convection from a horizontal cylinder. *Journal of Sound and Vibration* 10, 32–41.
- Riley, N., 1998. Acoustic Streaming. *Theoretical and Computational Fluid Dynamics* 10, 349–356.
- Sastry, S.K., Shen, G.Q., Blaisdell, J.L., 1989. Effect of Ultrasonic Vibration on Fluid-to-Particle Convective Heat Transfer Coefficients. *Journal of Food Science* 54, 229–230.
- Schneider, B., Kosar, A., Kuo, C.-J., Mishra, C., Cole, G.S., Scaringe, R.P., Peles, Y., 2006. Cavitation Enhanced Heat Transfer in Microchannels. *Journal of Heat Transfer* 128, 1293–1301.
- Serizawa, A., Mukai, M., Aoki, N., Takahashi, O., Kawara, Z., Mishima, K., Michiyoshi, I., 1994. Effect of ultrasonic emission on boiling and non-boiling heat transfer in natural and forced circulation systems, in: *INSTITUTION OF CHEMICAL ENGINEERS SYMPOSIUM SERIES*. pp. 97–97.
- Shah, R.K., Sekulić, D.P., (Firm), K., 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*. Wiley Online Library.
- Synetude SAS, 2012. Un dispositif breveté de traitement ultrasons: le Sonitube®, documentation technique.
- Tanaka, K., 2006. Heat exchanger with ultrasonic vibration function, KR20050099458 20051021.
- Tisseau, Y., Boldo, P., Gondrexon, N., Bontemps, A., 2007. Conception et étude préliminaire d'un échangeur de chaleur tubes et calandre assisté par ultrasons, in: *Proceedings of the 18eme Congres Français De Mécanique*.
- Uhlenwinkel, V., Meng, R., Bauckhage, K., 2000. Investigation of heat transfer from circular cylinders in high power 10 kHz and 20 kHz acoustic resonant fields. *International Journal of Thermal Sciences* 39, 771–779.
- Vainshtein, P., Fichman, M., Gutfinger, C., 1995. Acoustic enhancement of heat transfer between two parallel plates. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38, 1893–1899.
- Vaxelaire, P., 1995. Modular unit for a tubular ultrasonic reactor, no: 5384508.
- Wan, Q., Kuznetsov, A.V., 2004. Streaming in a channel bounded by an ultrasonically oscillating beam and its cooling efficiency. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* 45, 21–47.
- Wong, S.W., Chon, W.Y., 1969. Effects of ultrasonic vibrations on heat transfer to liquids by natural

- convection and by boiling. *AIChE Journal* 15, 281–288.
- Yamashiro, H., Takamatsu, H., Honda, H., 1998a. Effect of ultrasonic vibration on transient boiling heat transfer during rapid quenching of a thin wire in water. *Journal of heat transfer* 120, 282–286.
- Yamashiro, H., Takamatsu, H., Honda, H., 1998b. Enhancement of cooling rate during rapid quenching of a thin wire by ultrasonic vibration. *Heat Transfer - Japanese Research* 27, 16–30.
- Yao, Y., Zhang, X., Guo, Y., 2010. Experimental Study on Heat Transfer Enhancement of Water-water Shell-and-Tube Heat Exchanger Assisted by Power Ultrasonic. Presented at the International refrigeration and air conditioning conference.
- Ye, Y., Shiqing, L., Jing, C., 2008. Pipe type heat exchanger with heat exchange shell intensified by ultrasonic wave, CN20071173262 20071227.
- Yingwu, Y., Yuanchen, L., XiangYang, X., Yi, W., Zihua, Y., Juzhen, F., Yuemei, D., Lita, Z., Jing, D., Jianhong, L., Aihong, G., Qian, F., 2007. Apparatus of ultrasound heat exchange, CN20061086496 20060623.
- Yukawa, H., Hoshino, T., Saito, H., 1976. Effect of ultrasonic vibration on free convective heat transfer from an inclined plate in water. *Heat Transfer* 5, 1–16.
- Zhang, X., Inada, T., Yabe, A., Lu, S., Kozawa, Y., 2001. Active control of phase change from supercooled water to ice by ultrasonic vibration 2. Generation of ice slurries and effect of bubble nuclei. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44, 4533–4539.
- Zheng, L., Sun, D.-W., 2006. Innovative applications of power ultrasound during food freezing processes—a review. *Trends in Food Science & Technology* 17, 16–23.
- Zhenquian, C., 2008. Air source heat pump ultrasound wave defrosting system, CN20071134481 20071030.
- Zhenxian, Z., 2009. Ultrasonic highly effective heat exchanger, CN20092011148U 20090303.
- Zhou, D., Hu, X., Liu, D., 2004. Local convective heat transfer from a horizontal tube in an acoustic cavitation field. *Journal of Thermal Science* 13, 338–343.
- Zhou, D., Liu, D., Hu, X., Ma, C., 2002. Effect of acoustic cavitation on boiling heat transfer. *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, 931–938.
- Zhou, D.W., 2004. Heat transfer enhancement of copper nanofluid with acoustic cavitation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 3109–3117.
- Zhou, D.W., 2005. A novel concept for boiling heat transfer enhancement. *Strojniški vestnik* 51, 366–373.
- Zhou, D.W., Liu, D.-Y., 2004. Heat Transfer Characteristics of Nanofluids in an Acoustic Cavitation Field. *Heat Transfer Engineering* 25, 54–61.
- Zhou, Liu, 2002. Boiling heat transfer in an acoustic cavitation field. *Chin. J. Chem. Eng.* 10, 625–629.

## Annexe 1

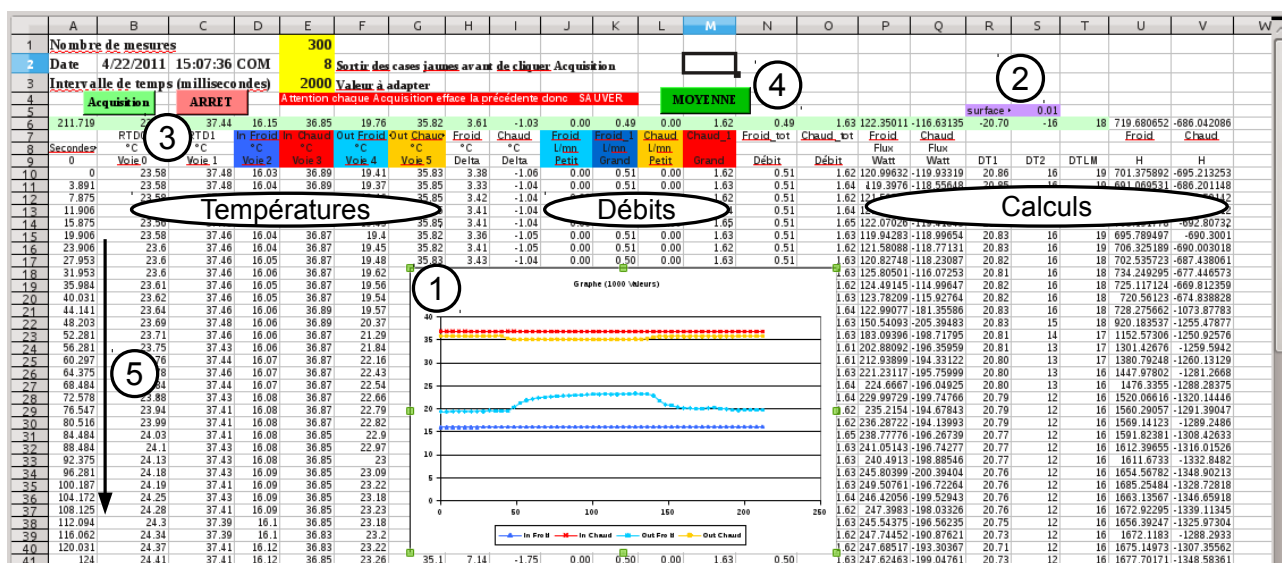


Figure 79 : capture d'écran de la feuille du tableur contenant l'interface de la macro VBA

- 1 : Graphique représentant l'évolution en temps réel des quatre températures aux entrées/sorties de l'échangeur en fonction du temps.
- 2 : Surface d'échange, à compléter manuellement.
- 3 : Boutons pour le démarrage et l'arrêt de l'acquisition. Au-dessus : nombre de mesures, date et heure, port COM, ...
- 4 : Bouton pour la moyenne (seulement utile dans le cas du régime établi).
- 5 : Lignes étant complétées automatiquement au fur et à mesure : temps, températures, différences de température, débits, DTML, U, etc.

# Annexe 2

Incertitude sur le calcul de la différence de température moyenne logarithmique (DTML) :

$$DTML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\delta DTML = \left| \frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_1} \right| \delta(\Delta T_1) + \left| \frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_2} \right| \delta(\Delta T_2) \rightarrow \text{erreur maximale [K]}. (\delta(x) \equiv M(x))$$

$$\frac{\delta DTML}{DTML} = \sqrt{\left[ \frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_1} \delta(\Delta T_1) \right]^2 + \left[ \frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_2} \delta(\Delta T_2) \right]^2} \rightarrow \text{erreur type « écart type »}.$$

avec

$$\frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_1} = \frac{1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} - \frac{1 - \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}{\left(\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right)^2} \quad \text{et} \quad \frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_2} = \frac{-1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} + \frac{\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} - 1}{\left(\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right)^2}$$

Application numérique :

$\delta(\Delta T_1) = \delta(\Delta T_2) = 0.04 \text{ K}$  : différence maximale de températures relevées entre les sondes Pt 100 lorsqu'elles sont plongées dans un milieu à température homogène. On s'intéresse uniquement à des différences entre les températures relevées par les sondes et non aux écarts entre ces températures et la température « réelle » sinon l'écart serait différent.

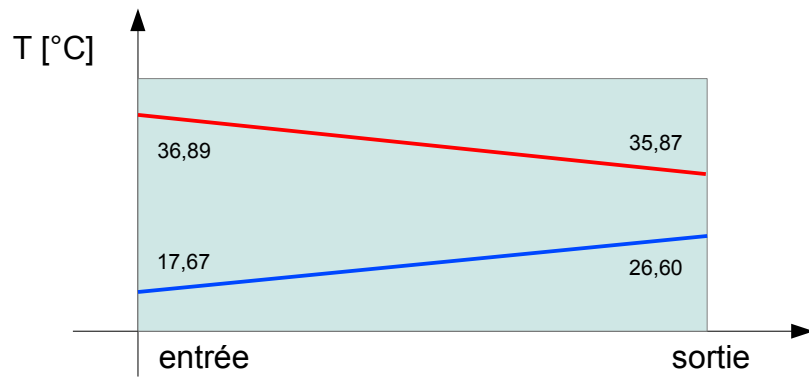


Figure 80 : cas « défavorable » pour le calcul d'incertitudes de la  $DTML$

Cas très défavorable : différence importante entre  $\Delta T_1$  et  $\Delta T_2$  (exemple de la Figure 80) :

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= 19.22^{\circ}\text{C} & \frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_1} &= 3.38 & \frac{\partial DTML}{\partial \Delta T_2} &= 0.64 \\ \Delta T_2 &= 9.27^{\circ}\text{C} \\ LMTD &= 13.65^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\frac{\delta DTML}{DTML} = \left( \left[ \frac{3.38 \times 0.04}{13.65} \right]^2 + \left[ \frac{0.64 \times 0.04}{13.65} \right]^2 \right)^{1/2} = 1.0\%$$



# Annexe 3

Macro LibreOffice BASIC calculant les coefficients globaux d'échange à partir des débits inscrits préalablement dans un tableau tel que celui présenté ci-dessous :

		Débits de fluide dans l'espace annulaire			
		0.2 L/min	0.4 L/min	...	Débit maximal
Débits de fluide dans le tube central	0,2 L/min	U <sub>1,1</sub>	U <sub>1,2</sub>	...	
	0,4 L/min				
	...				
	Débit maximal		...	U <sub>n,n-1</sub>	U <sub>n,n</sub>

**Sub** Utableau

ExtDiam = 0.008 'diamètre externe du tube central

IntDiam = 0.007 'diamètre interne du tube central

pipelength = 0.33 'longueur sur laquelle a lieu l'échange

Annsurf = 0.000264 'surface en coupe de l'espace annulaire (avec tube interne 7,8)

Hyddiam2 = 0.008 'diamètre hydraulique avec tube interne 7,8 pour calcul de h après Nusselt (pas pour calcul Re)

Therm\_resist\_cond = Log (ExtDiam/IntDiam)/(2 \* 3.14159 \* pipelength \* 29) 'résistance thermique de conduction

Doc = StarDesktop.CurrentComponent

Sheet = Doc.Sheets.getByIndex("Feuille4") 'choix du document et de la feuille de travail

**Dim** I1 **as integer** 'comptage des lignes

**Dim** I2 **as integer** 'comptage des colonnes

'lecture des colonnes (I2) une par une, et pour chaque colonne, toutes les lignes

**For** I2 = 2 to 21

Cell=Sheet.GetCellByPosition(I2, 1) 'débit de fluide dans l'espace annulaire

Flowrate2=Cell.value

visc2=0.001 'viscosité du fluide dans l'espace annulaire

Spevol2=0.001 'volume spécifique du fluide dans l'espace annulaire

'calcul nombre de Reynolds dans l'espace annulaire

Renumb2= (flowrate2/(60\*1000\*AnnSurf))\*0.012/ (visc2 \* Spevol2) 'Reynolds (diametre hydr. = 0.012 pour le tube 7-8)

Pnumb2=6.5 'nombre de Prandtl (eau à 25 °C)

'calcul Nusselt dans espace annulaire

**If** Renumb2<2300 **then**

Nunumb2 = 3.66 + (1+0.14\*(0.02/ExtDiam)^0.1) \* ((0.19\*(Renumb2\*Pnumb2\*(0.012/pipelength))^0.8)/(1+0.117\*(Renumb2\*Pnumb2\*(0.012/pipelength))^0.467)) **else** 'régime laminaire Diamètre hydr. à changer si besoin

Nunumb2 = 0.86\*0.02\*Renumb2^0.8\*Pnumb2^0.33\*(0.02/ExtDiam)^0.16 'régime turbulent

**end if**

kwater2=0.6 'conductivité fluide

h2=Nunumb2\*kwater2/Hyddiam2 'coefficient correspondant

HTarea2 = Extdiam \* 3.14159 \* pipelength 'surface d'échange

Therm\_resist\_annulusside= 1 / (HTarea2 \* h2) 'résistance thermique côté espace annulaire

'pour chaque I2 (colonne) lire toutes les lignes (I1)

**For I1 = 2 to 40**

Cell=Sheet.GetCellByPosition(1, I1) 'débit de fluide dans le tube central

Flowrate1=Cell.value

IntSurf = 3.14159 \* IntDiam^2 / 4 'surface en coupe du tube central

WetPer1 = IntDiam \* 3.14159 'périmètre mouillé

HTarea1 = WetPer1 \* pipelength 'surface d'échange

visc1 = 0.001 'viscosité du fluide

Spevol1 = 0.001 'volume spécifique du fluide

Pnumb1 = 6.5 'nombre de Prandtl (eau à 25°C)

Renumb1=(flowrate1/(60\*1000\*IntSurf))\*IntDiam/ (visc1 \* Spevol1) 'nombre de Reynolds correspondant

'calcul nombre Nusselt dans le tube central

**if Renumb1 < 2300 then**

Nunumb1 = 4.364 + (0.086\*(Renumb1\*Pnumb1\*IntDiam/pipelength)^1.33)/(1 + 0.1 \* Pnumb1 \* (Renumb1 \* IntDiam/pipelength)^0.83) **else** 'régime laminaire

Nunumb1 = (((0.79\*log(Renumb1)-1.64)^-2)/8)\*(Renumb1-1000)\*Pnumb1 / (1+12.7\*(((0.79\*log(Renumb1)-1.64)^(-2))/8)^0.5\*(Pnumb1^(2/3)-1)) 'régime turbulent (Gnielinski)

**End if**

kwater1=0.6 'conductivité thermique du fluide

h1=Nunumb1\*kwater1/IntDiam 'calcul de coefficient convectif correspondant

Therm\_resist\_pipeside = 1/(HTarea1 \* h1) 'calcul de la résistance thermique associée

Overall\_HT\_coeff = ( 1/(Therm\_resist\_cond + Therm\_resist\_pipeside + Therm\_resist\_annulusside)) / ((HTarea1 + HTarea2)/2)  
'coefficient global d'échange

Cell=Sheet.GetCellByPosition(I2, I1)

Cell.value = Overall\_HT\_coeff 'recopier la valeur dans la cellule correspondante

**Next I1**

**Next I2**

**End Sub**

# Production scientifique associée

## Revues internationales à comité de lecture :

- N. Gondrexon, Y. Rousselet, M. Legay, P. Boldo, S. Le Person, A. Bontemps, Intensification of heat transfer process: improvement of shell-and-tube heat exchanger performances by means of ultrasound, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 49, 2010, pp. 936–942.
- M. Legay, N. Gondrexon, S. Le Person, P. Boldo, A. Bontemps, Enhancement of heat transfer by ultrasound: review and recent advances, *International Journal of Chemical Engineering*, vol. 2011, Article ID 670108, 17 pages, 2011. doi:10.1155/2011/670108.
- M. Legay, S. Le Person, N. Gondrexon, P. Boldo, A. Bontemps, Performances of two heat exchangers assisted by ultrasound, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 37, 2012, pp. 60-66.
- M. Legay, B. Simony, P. Boldo, N. Gondrexon, S. Le Person, A. Bontemps, Improvement of heat transfer by means of ultrasound: application to a double-tube heat exchanger, *Ultrasonics Sonochemistry*, Vol. 19, 2012, pp. 1194-1200.
- M. Legay, N. Gondrexon, S. Le Person, S. Colasson, P. Boldo, Evaluation of heat transfer enhancement by ultrasound using several methods (en cours d'évaluation dans *International Journal of Thermal Sciences*).
- M. Legay, Y. Allibert, N. Gondrexon, P. Boldo, S. Le Person, Experimental investigations of fouling reduction in an ultrasonically-assisted heat exchanger (en cours d'évaluation dans *Experimental Thermal and Fluid Science*).

## Congrès internationaux :

- M. Legay, S. Le Person, N. Gondrexon, P. Boldo, A. Bontemps, Performances of a double-tube heat exchanger subjected to ultrasonic vibrations, *Energy and the Environment 2010, Heat Set Symposium*, 18-22 october, Opatija – Croatia. (Oral presentation + Conference Proceedings VOL. II, pp.11-19)
- M. Legay, S. Le Person, P. Boldo, N. Gondrexon, R. Vibert, A. Perrier, Sono-exchanger: an innovative improved heat exchanger involving ultrasound technology, *13th Meeting of the European Society of Sonochemistry*, 2012, 1-5 July, Lviv – Ukraine. (Oral presentation + Conference Proceedings, pp. 63-64)

## Congrès nationaux :

- M. Legay, S. Le Person, N. Gondrexon, A. Bontemps, P. Boldo, Etude expérimentale et comparaison des performances de deux échangeurs de chaleur vibrants à 35 kHz, *Congrès français de thermique 2011*, 24-27 mai 2011, Perpignan. (Affiche + actes publiés, tome 2 p 777)
- B. Simony, M. Legay, S. Le Person, N. Gondrexon, P. Boldo, A. Bontemps, Utilisation des ultrasons pour l'amélioration du coefficient global de transfert d'un échangeur de chaleur, *Journées « ultrasons : sonochimie et procédés »*, 4-5 Juillet 2011, Grenoble. (Affiche + Actes publiés)

# Résumé

Ce travail de thèse concerne l'étude de l'influence des ultrasons sur les transferts de chaleur. Il a été réalisé à partir de la conception d'un échangeur de chaleur dont la structure peut être mise en vibration à sa fréquence de résonance dans la gamme des ondes ultrasonores : 35 kHz. L'influence des ultrasons sur l'augmentation des transferts thermiques a ainsi pu être mise en évidence directement au sein du système. L'étude bibliographique a mis en avant l'originalité de ce travail, qui correspond à une première approche relative à un échangeur fluide-fluide. La conception de l'échangeur, du banc d'essais et du système d'acquisition dédiés a fait l'objet de la première partie de ce travail. Ensuite, la mise au point de méthodes pour l'analyse des performances énergétiques et leur implémentation ont constitué une deuxième partie. Enfin, des configurations opératoires variées (régimes d'écoulement, configurations hydrauliques, matériaux constitutifs, ...) ont pu être étudiées. De plus, le potentiel des ultrasons quant à la réduction de l'encrassement au sein de l'échangeur a aussi été mis en évidence.

This work deals with the influence of ultrasound on heat transfer. It relies on the conception of a new kind of heat exchanger, whose structure can be set into vibration at its resonance frequency in the ultrasonic range : 35 kHz. The influence of ultrasound on heat transfer enhancement was thus directly observed within the system. The literature survey showed the originality of this work, corresponding to a first approach of a fluid-fluid heat exchanger. The conception of the heat exchanger, of the test rig and acquisition system both especially dedicated was the main object of the first part of this work. Then, the development of methods for the analysis of energetic performances and their implementation constituted the second part. Finally, various operating configurations (flow regimes, hydraulic configurations, constitutive materials, ...) have been studied. Besides, the potential of ultrasound concerning fouling reduction inside the structure was also highlighted.